

TUGAS AKHIR - TL 141584

ANALISIS PENGARUH BENTUK *FIN* TERHADAP EFISIENSI *THERMAL HIGH PRESSURE ECONOMIZER HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* PLTGU PT. PJB-UP GRESIK

REGGY ARYA PUTRA
NRP. 2713 100 144

Dosen Pembimbing
Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc.
Mas Irfan P. Hidayat, ST., M.Sc., P.hD.

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2017



TUGAS AKHIR - TL141584

**ANALISIS PENGARUH BENTUK *FIN* TERHADAP
EFISIENSI *THERMAL HIGH PRESSURE
ECONOMIZER HEAT RECOVERY STEAM
GENERATOR* PLTGU PT. PJB-UP GRESIK**

Reggy Arya Putra
NRP. 2713 100 144

Dosen Pembimbing :
Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc
Mas Irfan P. Hidayat, ST., M.Sc., PhD

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

(halaman ini sengaja dikosongkan)



FINAL PROJECT - TL141584

**FIN SHAPE ANALYSIS FOR THERMAL
EFFICIENCY ON HIGH PRESSURE
ECONOMIZER HEAT RECOVERY STEAM
GENERATOR PLTGU PT. PJB-UP GRESIK**

Reggy Arya Putra
NRP. 2713 100 144

Advisor :
Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc
Mas Irfan P. Hidayat, ST.,M.Sc., PhD

MATERIALS AND METALLURGICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

(this page intentionally left blank)

ANALISIS PENGARUH BENTUK *FIN* TERHADAP EFISIENSI *THERMAL HIGH PRESSURE* *ECONOMIZER HEAT RECOVERY STEAM* GENERATOR PLTGU PT. PJB-UP GRESIK

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada**

**Bidang Studi Teknik Korosi dan Analisa Kegagalan
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Material dan Metalurgi
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**Reggy Arya Putra
NRP. 2713 100 144**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

- 1. Budi Agung Kurniawan, ST, M.Sc. (Pembimbing I)**
- 2. Mas Irfan P. Hidayat, ST, M.Sc. (Pembimbing II)**



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**ANALISIS PENGARUH BENTUK FIN TERHADAP
EFISIENSI THERMAL *HIGH PRESSURE ECONOMIZER*
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PLTGU PT. PJB
UP GRESIK**

Nama : Reggy Arya Putra
NRP : 2713100144
Jurusan : Teknik Material dan Metalurgi
Pembimbing : Budi Agung Kurniawan., S.T., M.Sc
Mas Irfan P.Hidayat, S.T., M.Sc., PhD.

Abstrak

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) memanfaatkan panas gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) dengan panas 500°C, dan digunakan untuk memanaskan air hingga menjadi uap. Pada tube terdapat fin yang berfungsi untuk meningkatkan distribusi perpindahan panas. Oleh karena itu, dilakukan modifikasi dari geometri bentuk fin high pressure economizer. Desain modifikasi yang digunakan pada penelitian ini berbentuk fin bergerigi (Serrated fins) dan berbentuk fin datar (Annular fins). Hasil simulasi dengan menggunakan software ANSYS dan menggunakan metode elemen hingga menunjukkan bahwa panas off gas mengalir melalui fin dan tube, masuk ke dalam untuk memanaskan fluida yang mengalir, yaitu feed water. Distribusi thermal dan temperatur feed water yang paling baik didapatkan dengan menggunakan geometri modifikasi fin bergerigi (serrated fins) dengan nilai temperatur feed water 195.516°C dalam panjang tube 100 mm, yang dimana lebih tinggi dari temperatur feed water kondisi aktual. Effectiveness fin geometri serrated finned tube sebesar 183%.

Kata kunci : HRSG, Economizer, Metode Elemen Hingga, Bentuk Fin, Distribusi Thermal, Temperatur Feed Water, Effectiveness Fin

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**Fin Shape Analysis for Thermal Efficiency on High Pressure
Economizer Heat Recovery Steam Generator PLTGU PT.
PJB – UP Gresik**

Name : Reggy Arya Putra
SRN : 2713 100 144
Major : Materials and Metallurgical Engineering
Advisor : Budi Agung Kurniawan., S.T., M.Sc
Mas Irfan P.Hidayat, S.T., M.Sc., PhD.

Abstract

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) uses heat from off gas that produced by combustion process on Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) at temperature 500°C, and it used for heating the water until it changes into steam. On a tube, there are fins that is used for increasing heat transfer distribution. Hence, writer is doing a modification on the fin shape geometry high pressure economizer. Modification designs that used in this research are Serrated Fins and Annular Fins. The result of the simulation, using ANSYS software with finite element methods shows that heat from off gas is flowing from fin into the tube, step into the tube to heat up the flowing fluid, it is feed water. Thermal distribution and feed water temperature that is very good, it is from serrated fins geometry, it is at 195.516°C in 100 mm tube length which is higher than the temperature of feed water at actual condition. Effectiveness fin for serrated finned tube geometry is 183%.

Keyword: HRSG, Economizer, Finite Element Method, Fin Shape, Thermal Distribution, Feed Water Temperature, Effectiveness Fins

(this page intentionally left blank)

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan Yang Maha Esa karena berkat atas rahmat-Nya, penulis dapat menyelesaikan mata kuliah Tugas Akhir serta menyusun laporan Tugas Akhir dengan judul **“Analisis Pengaruh Bentuk *Fin* terhadap Efisiensi *Thermal High Pressure Economizer Heat Recovery Steam Generator* PLTGU PT. PJB-UP Gresik”**. Laporan tugas akhir ini dibuat dengan tujuan untuk melengkapi Mata Kuliah Tugas Akhir yang menjadi salah satu syarat kelulusan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penulis menyadari bahwa tanpa adanya bantuan dari seluruh pihak, laporan ini tidak akan terselesaikan dengan baik. Oleh karena itu, penulis ini mengucapkan terimakasih pada beberapa pihak yang memberikan dukungan, bimbingan, dan kesempatan kepada penulis hingga laporan tugas akhir ini dapat diselesaikan, yaitu diantaranya :

1. Kedua orang tua, dan keluarga yang selalu mendoakan, memberikan dukungan, semangat, cinta kasih, motivasi.
2. Bapak Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc. dan Bapak Mas Irfan P. Hidayat, ST., M.Sc., PhD selaku dosen pembimbing tugas akhir yang membimbing penulis dalam mengerjakan laporan tugas akhir dari awal hingga akhir dan memberikan banyak ilmu terkait tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis.
3. Bapak I Putu Gede Sudarsana selaku pembimbing dari PT. PJB-UP Gresik yang membimbing penulis dalam mengerjakan laporan tugas akhir dan memberikan banyak ilmu terkait tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis.
4. Bapak Dr. Agung Purniawan, ST., M.Eng selaku Ketua Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI – ITS.
5. Bapak Dr. Eng. Hosta Ardhyananta, ST., M.Sc. selaku Koordinator Tugas Akhir Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS.

6. Bapak Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc. selaku dosen wali yang sangat mengayomi selama penulis menjalani pendidikan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi.
7. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS yang telah membimbing penulis hingga terciptanya laporan ini.
8. Rekan-rekan mahasiswa Teknik Material dan Metalurgi angkatan 2013, 2014, dan 2015.
9. Serta seluruh pihak yang belum bisa dituliskan satu per satu oleh penulis. Terimakasih atas dukungan dan bantuan teman-teman sekalian.

Penulis berharap laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat kepada seluruh pihak yang membaca. Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam menulis laporan tugas akhir ini, sehingga penulis menerima kritik dan saran yang dapat membangun serta memperbaiki kekurangan demi kesempurnaan laporan tugas akhir ini.

Surabaya, 10 Januari 2017
Penulis,

Reggy Arya Putra
2713100144

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Permasalahan.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian Sebelumnya	5
2.2 HRSG (Heat Recovery Steam Generator).....	7
2.3 Klasifikasi <i>Heat Recovery Steam Generator</i>	8
2.4 Sistem Kerja HRSG	10
2.5 Profil Temperatur dan Level Tekanan	11
2.6 <i>Economizer</i>	13
2.6.1 <i>Desain Economizer</i>	14
2.7 <i>Finned Tubes</i>	15
2.8 Perpindahan Panas	18
2.8.1 Konduksi.....	19
2.8.2 Konveksi.....	21
2.9 Perpindahan Panas dalam FEM	23
2.10 Metode Elemen Hingga.....	25
2.11 ANSYS.....	26
2.11.1 <i>Element Solid Brick 70</i>	26

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir	28
3.2 Spesifikasi Material Penelitian	29
3.2.1 Material Penelitian	29
3.2.2 Geometri Penelitian.....	30
3.2.2.1 Geometri <i>Helical Finned Tube</i>	30
3.2.2.2 Geometri <i>Annular Finned Tube</i>	32
3.2.2.3 Geometri <i>Serrated Finned Tube</i>	33
3.3 Peralatan Penelitian	35
3.4 Prosedur Penelitian.....	35
3.4.1 Pemodelan <i>Tube High Pressure Economizer</i>	36
3.4.2 Penentuan <i>Element Type</i>	37
3.4.3 <i>Material Properties</i>	38
3.4.4 <i>Meshing</i>	39
3.4.5 Boundary Condition.....	41
3.4.6 Tipe Pembebanan.....	41
3.4.7 Tipe Analisis.....	42
3.4.8 Validasi Penelitian.....	43
3.5 Langkah Penelitian	43
3.6 Variabel Penelitian	45
3.7 Rancangan Penelitian.....	45

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Desain Geometri Awal	49
4.2 Desain Geometri Modifikasi	53
4.2.1 <i>Annular Finned Tube</i>	53
4.2.2 <i>Serrated Finned Tube</i>	58
4.3 Analisis <i>Effectiveness Fin</i>	63
4.4 Analisis Sensitivitas.....	65

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....	67
5.2 Saran.....	67

DAFTAR PUSTAKA	xxi
-----------------------------	------------

LAMPIRAN.....	xxiii
----------------------	--------------

BIODATA PENULIS.....	xxxvi
-----------------------------	--------------

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Geometri <i>Finned Tube</i> Bergerigi dan Datar (Lemouedda, Schmid, Franz, & Delgado, 2010).....	6
Gambar 2. 2 <i>Segmented Finned Tube & Plain Finned Tube</i> (Reid, 1993).....	7
Gambar 2. 3 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam <i>Single-Pressure Boiler</i> (Laaksonen, 2015).....	12
Gambar 2. 4 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam <i>Dual-Pressure Boiler</i> dengan Mengatur Ulang Permukaan Perpindahan Panas dan <i>Economizer</i> (Laaksonen, 2015).....	13
Gambar 2. 5 (a) Individually finned tubes; (b) flat or continuous fins pada susunan tube (Shah & Sekulic, 2003).....	16
Gambar 2. 6 Individually finned tubes (Shah & Sekulic, 2003) ..	17
Gambar 2. 7 Continous Finned Tubes (Shah & Sekulic, 2003) ..	17
Gambar 2. 8 Perpindahan Panas Secara Konduksi, Konveksi dan Radiasi (Incropera & Dewitt, 2011).....	18
Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Konduksi Satu Dimensi (Incropera & Dewitt, 2011).....	20
Gambar 2. 10 Perpindahan Panas Secara Konveksi. (a) <i>Forced Convection</i> . (b) <i>Natural Convection</i> . (c) <i>Boiling</i> . (d) <i>Condensation</i> (Incropera & Dewitt, 2011)	
Gambar 2. 11 Prosedur Metode Elemen Hingga.....	25
Gambar 2. 12 <i>Element Solid Brick 70</i> (ANSYS HELP,2009).....	27
Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian.....	28
Gambar 3. 2 Gambar Teknik <i>High Pressure Economizer</i>	30
Gambar 3. 3 a) Geometri <i>Helical Finned Tube</i> 3-D b) Geometri <i>Helical Finned Tubel</i> Tampak Samping c) Geometri <i>Helical Finned Tube</i> Tampak Depan	31
Gambar 3. 4 a) Geometri <i>Annular Finned Tube</i> 3-D b) Geometri <i>Annular Finned Tube</i> Tampak Depan c) Geometri <i>Annular Finned Tube</i> Tampak Samping	33

Gambar 3. 5 a) Geometri <i>Serrated Finned Tube</i> 3-D b) Geometri <i>Serrated Finned Tube</i> Tampak Samping c) Geometri <i>Serrated Finned Tube</i> Tampak Depan	34
Gambar 3. 6 Diagram Alir Pemodelan	36
Gambar 3. 7 <i>Preferences</i>	37
Gambar 3. 8 <i>Element Type</i>	38
Gambar 3. 9 <i>Material Properties</i>	38
Gambar 3. 10 Hasil <i>Meshing</i> Geometri <i>Helical Finned Tube</i> 100 mm.....	39
Gambar 3. 11 Hasil <i>Meshing</i> Geometri <i>Annular Finned Tube</i> 100 mm.....	40
Gambar 3. 12 Hasil <i>Meshing</i> Geometri <i>Serrated Finned Tube</i> 100 mm.....	40
Gambar 3. 13 Skematis Perpindahan Panas secara Konveksi pada <i>Finned Tube</i>	42
Gambar 3. 14 <i>Inner Surface Tube Economizer</i>	43
Gambar 4. 1 Hasil Simulasi Geometri Awal	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 2 <i>Trend</i> Temperatur <i>Inner Surface</i> Geometri <i>Helical Finned Tube</i> (Geometri Awal)	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 3 <i>Trend Heat Flux Inner Surface</i> Geometri <i>Helical Finned Tube</i> (Geometri Awal)	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 4 Perbandingan Temperatur <i>Feed Water</i> Hasil Simulasi dan Kondisi Aktual Geometri Awal	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 5 Hasil Simulasi Geometri Modifikasi 100 mm <i>Annular Finned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 6 <i>Trend</i> Temperatur <i>Inner Surface</i> Geometri <i>AnnularFinned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 7 <i>Trend Heat Flux Inner Surface</i> Geometri <i>Annular Finned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.

Gambar 4. 8 Perbandingan Temperatur <i>Feed Water</i> Geometri Awal dan Geometri Modifikasi <i>Annular Finned Tube</i>	Error!
Bookmark not defined.	
Gambar 4. 9 Hasil Simulasi Geometri 100 mm <i>Helical Serrated Finned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 10 <i>Trend</i> Temperatur <i>Inner Surface</i> Geometri <i>Serrated Finned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 11 <i>Trend Heat Flux Inner Surface</i> Geometri <i>Serrated inned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 12 Perbandingan Temperatur <i>Feed Water</i> Geometri Awal, Geometri Modifikasi <i>Annular Finned Tube</i> dan <i>Serrated Finned Tube</i>	Error! Bookmark not defined.
Gambar 4. 13 Perbandingan Luas Permukaan Fin	Error!
Bookmark not defined.	
Gambar	4. 14 <i>Effectiveness</i>
<i>Fin</i>	Error! Bookmark not defined.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Nilai Koefisien Konveksi.....	23
Tabel 3. 1 Komposisi Kimia ST37.8.....	29
Tabel 3. 2 Sifat Fisis ST37.8	29
Tabel 3. 3 Sifat <i>Thermal</i> ST37.8	29
Tabel 3. 4 Dimensi Geometri <i>Helical Finned Tube</i>	32
Tabel 3. 5 Dimensi Geometri <i>Annular Finned Tube</i>	32
Tabel 3. 6 Dimensi Geometri <i>Serrated Finned Tube</i>	35
Tabel 3. 7 Pembebanan <i>Thermal</i> untuk Simulasi	42
Tabel 3. 8 Rancangan Penelitian	46
Tabel 4. 1 Analisis Sensitivitas ...	Error! Bookmark not defined.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Pembangkit Jawa-Bali Unit Pembangkitan Gresik (PJB UP Gresik) menggunakan tiga jenis pembangkit listrik, yaitu Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG), Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), dan Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU). PLTGU merupakan salah satu pembangkit yang dimiliki dan diandalkan oleh Unit Pembangkit Gresik, dengan menghasilkan energi listrik rata – rata 500 MegaWatt per blok. PLTGU UP Gresik memiliki 3 blok, tiap blok terdiri dari tiga Gas Turbin dan 1 *Steam Turbin*.

PLTGU adalah gabungan antara PLTG yang memanfaatkan gas alam atau minyak solar dan PLTU yang memanfaatkan energi uap, sehingga PLTGU dapat disebut juga sebagai *combine cycle power plant*. PLTGU memanfaatkan panas gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran pada PLTG dengan panas 500°C, dan digunakan untuk memanaskan air hingga menjadi uap pada HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Secara garis besar HRSG terdiri dari empat bagian, yaitu *preheater*, *economizer*, *evaporator*, dan *super heater*. Secara umum, keempat bagian tersebut memiliki fungsi yang sama, yaitu sebagai pemanas *feed water*, hanya berbeda pada temperaturnya. *Economizer* merupakan pemanas awal untuk *feed water*, dimana *feed water* tersebut akan mengalir dari *deaerator* menuju *steam drum*. Pemanasan yang terjadi pada *economizer*, yaitu menaikkan temperatur *feed water* tidak sampai merubah fase menjadi uap yang terjadi di dalam pipa – pipa kecil atau yang disebut dengan *tube – tube* yang melintang dalam HRSG. Namun, pada penggunaan di PT. PJB UP Gresik telah mengalami kegagalan pada *finned tube* di dalam HRSG. Fungsi dari *fin tube* adalah untuk memperbesar luas permukaan agar perpindahan panas yang terjadi lebih besar pada *economizer*.



Diperlukan sebuah evaluasi dan modifikasi terhadap performa dari *high pressure economizer*. Oleh karena itu, penelitian yang dilakukan pemodelan pada komponen yang diteliti dengan menggunakan sebuah metode yaitu Metode Elemen Hingga atau *Finite Element Method* (FEM) dengan sebuah aplikasi yaitu ANSYS yang bertujuan untuk mengamati distribusi perpindahan panas pada *finned tube high pressure economizer* HRSG. Dalam penelitian ini akan dilakukan sebuah simulasi untuk menganalisis pengaruh bentuk *fin high pressure economizer* HRSG terhadap efisiensi *thermal* dengan menggunakan software ANSYS/Mechanical APDL 16.0.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diteliti oleh penulis dalam penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana karakteristik *thermal fin* yang bekerja pada *high pressure economizer* ?
2. Bagaimana pengaruh alternatif geometri bentuk *fin* terhadap kemampuan distribusi perpindahan panas *high pressure economizer* ?

1.3 Batasan Masalah

Berikut batasan masalah dan asumsi dari penulis agar penelitian tugas akhir dapat berjalan dengan lancar :

1. Komponen *high pressure economizer* HRSG yang dimodelkan memiliki komposisi material dan sifat mekanik yang homogen.
2. Kondisi operasi diasumsikan mengikuti standar yang ada.
3. Posisi pemasangan komponen diasumsikan mengikuti prosedur yang ada.
4. Tidak melakukan pengujian terhadap kegagalan pada *high pressure economizer*.
5. Pada simulasi, menggunakan panjang *tube* kurang lebih sebesar 100 mm pada bagian awal struktur.
6. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.

BAB I PENDAHULUAN



1.4 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian tugas akhir ini, yaitu antara lain :

1. Menganalisis karakteristik *thermal fin* yang bekerja pada *high pressure economizer*.
2. Menganalisis pengaruh alternatif geometri bentuk *fin* terhadap kemampuan distribusi perpindahan panas *high pressure economizer*.

1.5 Manfaat

Adapun manfaat yang didapatkan dari penelitian tugas akhir ini adalah mengaplikasikan ilmu material dan metalurgi yang telah dipelajari di bangku perkuliahan untuk menjadi dasar penelitian ini, dan memberikan rekomendasi kepada perusahaan agar dapat meminimalisir kegagalan yang terjadi.



(halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

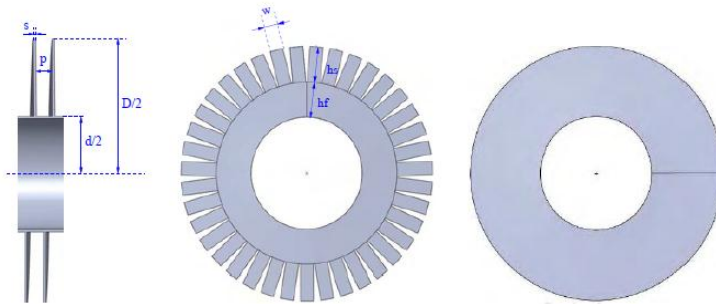
2.1 Penelitian Sebelumnya

(Mcilwain, 2010) Melakukan perbandingan geometri, *fin tube heat exchanger* bergerigi lebih mentransfer panas dibandingkan *fin* datar. Diyakini ada banyak faktor dalam perlakuan ini, dan penyelidikan ini menggunakan CFD untuk memeriksa perpindahan panas dan pola aliran cairan di sekitar *fin* untuk mencoba memahami besarnya perbedaan dalam proses. Penelitian ini merupakan langkah pertama dalam mengembangkan metode berbasis teori baru untuk memprediksi kinerja *fin tube* bergerigi. Aliran panas pada luas permukaan *fin* bergerigi adalah 95.2% dari *fin* datar. Diketahui bahwa penambahan luas permukaan akan memberikan dampak penting dalam hal perpindahan panas, dan pada kedua desain, luas *tube* konstan, hasil menunjukkan bahwa perpindahan panas terjadi lebih besar akibat dari faktor bentuk.

(Lemouedda, Schmid, Franz, & Delgado, 2010) *Helical fin* bergerigi sangat bagus pada banyak sistem *thermal*. Pada paper ini akan dibagi menjadi tiga penelitian. Penelitian pertama menunjukkan efek dari *fin* bergerigi, dimana dibandingkan antara performa *finned tube* dengan dan tanpa *fin* bergerigi. Penelitian lainnya dilakukan pada efek *fin twisting* pada bagian terluar dari *fin* pada performa *finned tube* bergerigi. Penelitian ketiga dilakukan pada efek jumlah banyaknya segmen *fin* per *period*. Penelitian numerik dilakukan untuk menunjukkan kelebihan dari *fins* bergerigi dalam meningkatkan performa dari *finned tubes*. Hal ini disebabkan bahwa adanya keberadaan *fins* pada perangkat alat ini meningkatkan *re-build* dari *boundary layer* yang dekat dengan permukaan perpindahan panas dan meningkatkan *level* pencampuran fluida dalam suatu aliran. Hasil untuk penelitian pertama menunjukkan bahwa perpindahan panas pada *fins* bergerigi lebih baik dibandingkan dengan *fins* yang tidak bergerigi. Hasil penelitian lainnya, yaitu faktor *twisting*, *fin twisting* ini tidak selalu menghasilkan dampak negatif pada



performa *finned tubes*. Telah diketahui bahwa tidak diperlukan suatu tindakan lebih untuk mengurangi dampak dari *twisting* jika sudutnya tersebut dalam *range* 0° , 10° . Bagaimanapun, sudut *twisting* lebih dari 15° akan menghasilkan penurunan dari performa *fins* bergerigi. Hal ini terjadi karena lebih besarnya *power* yang masuk. Kemudian, meningkatnya jumlah segmen *fins* per *period* menyebabkan gangguan *boundary layer* dan lebih terjadi pencampuran fluida. Hal ini secara umum meningkatkan performa dari *finned tubes* bergerigi.

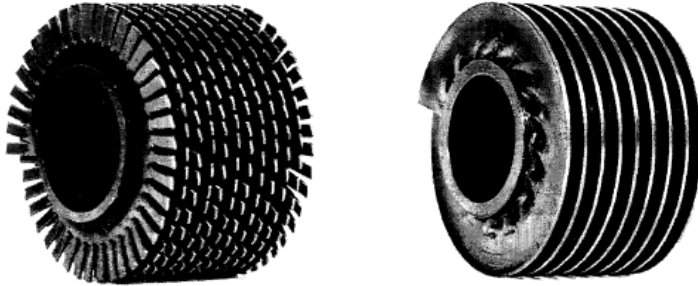


Gambar 2. 1 Geometri *Finned Tube* Bergerigi dan Datar
(Lemouedda, Schmid, Franz, & Delgado, 2010)

(Reid, 1993) Bentuk *segmented fin* menggunakan kecepatan *welding* lebih cepat dan karena hal tersebut menyebabkan biaya yang lebih murah. Bentuk *plain fin* bergantung pada memperluas radial material *fin*, kemudian membatasi tinggi *fin* yang dapat dimanufaktur. Bentuk *segmented fin* hanya membutuhkan “menyebarkan” segmen, sehingga memungkinkan pembuatan *fin* yang lebih tinggi. *Segmented fin* meningkatkan turbulensi dan meningkatkan penetrasi gas ke bagian akar *fin*, sehingga menyamakan kecepatan aliran pada tinggi *fin*. Hal ini menyebabkan koefisien perpindahan panas dibandingkan dengan bentuk *plain fin*

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

sebanyak 20%. Dalam beberapa kasus *fouling* dan membersihkan pertimbangan akan mendukung *plain fin*, *segmented fin* lebih unggul yang berhubungan dengan berat, *compactness* dan harga.



Gambar 2. 2 *Segmented Finned Tube & Plain Finned Tube*
(Reid, 1993)

2.2 HRSG (Heat Recovery Steam Generator)

Proses siklus tertutup atau *combined cycle* yang terjadi di PLTGU dimulai di HRSG. Fungsi HRSG sama dengan *boiler*, yaitu sebagai tempat terjadinya pemanasan air hingga menjadi uap. Perbedaannya, pada *boiler* terjadi proses pembakaran, sedangkan pada HRSG tidak terjadi proses pembakaran.

HRSG prinsipnya sebagai pembentuk uap bertekanan, dengan media panas berasal dari gas buang turbin gas. Kemudian uap bertekanan tersebut dipergunakan untuk menggerakkan turbin uap, dan selanjutnya menggerakkan generator.

Secara garis besar HRSG terdiri atas 2 tingkat, sesuai dengan uap yang dihasilkan, yaitu *High Pressure* (HP) dan *low pressure* (LP). Kedua uap tersebut dipisahkan dengan peralatan yang berbeda, sesuai dengan gas buang yang dilaluinya. Di bagian bawah adalah peralatan HP dan dilalui gas buang paling panas. Sementara peralatan LP terletak di bagian atas.

Komponen HRSG secara umum ada 7 bagian, yaitu sebagai berikut :



- *Steam Drum*
Berfungsi untuk menampung hasil uap bertekanan dan air, kemudian dialirkan pada bagian berikutnya.
- *Boiler Circulation Pump*
Berfungsi untuk mempompa air dari *drum* melalui *evaporator*.
- *Economizer*
Berfungsi untuk menaikkan temperatur air bertekanan yang masuk ke dalamnya.
- *Evaporator*
Berfungsi untuk menguapkan air bertekanan yang masuk ke dalamnya, sehingga berubah fasa air menjadi fasa uap kering.
- *Super Heater*
Berfungsi untuk menaikkan temperatur uap yang berasal dari *evaporator*, sehingga menjadi uap *superheat*, dan selanjutnya uap *superheat* tersebut masuk ke *Steam Turbine*.
- *Pre Heater*
Berfungsi untuk menaikkan temperatur air kondensat. Air yang masuk *preheater* berasal dari kondensor yang dipompa oleh *Condensor Extraction Pump* (CEP). Air kondensat yang keluar dari *preheater* suhunya naik sampai sekitar 125°C.
- *Exhaust Damper*
Berfungsi sebagai pengatur laluan gas buang dari turbin gas menuju *by pass stack* untuk *open cycle* atau ke HRSG untuk *combined cycle*. (Susanto, Durrijal, & Semesta Lentera, 2009)

2.3 Klasifikasi *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) diklasifikasi menjadi *smoke tube* atau *water tube boiler* yaitu berdasarkan fluida yang mengalir di dalam *tube*. *Water tube boilers* cocok untuk laju alir gas buang temperatur tinggi dan mampu untuk meng-handle tekanan dan temperatur uap yang tinggi. Penggunaan *extended surfaces* pada *water tube boiler* membuat ukurannya lebih kecil dan mengurangi berat dibandingkan dengan

BAB II TINJAUAN PUSTAKA



smoke tube boilers. *Water tube boilers* umumnya memanfaatkan *externally finned tube* meskipun tabung kosong atau tanpa *fin* juga memungkinkan. *Water tube boilers* memiliki *steam drum* di mana uap dan air dipisahkan sama seperti *boiler* konvensional.

Water tube boilers dapat dikategorikan menjadi : jenis sirkulasi, jumlah tingkat tekanan uap, arah aliran gas buang, dan tujuan *boiler* yang digunakan. Selain itu, *water tube boilers* dapat dibagi menjadi *boiler* vertikal dan horizontal. Klasifikasi *boiler* untuk jenis horizontal dan vertikal mengacu pada arah aliran gas buang. Biasanya *water tube boilers* horizontal menggunakan sistem sirkulasi paksa (*forced circulation*) sedangkan untuk *boiler* vertikal menggunakan sistem sirkulasi alami (*free circulation*).

Di dalam *smoke tube boilers*, gas buang mengalir di dalam *tube* dan air sekitarnya masuk di satu ujung dan keluar sebagai uap atau air panas di ujung lain *boiler*. *Smoke tube boilers* dapat dipasang secara horizontal atau vertikal tergantung pada *layout boiler* yang dipilih. *Smoke tube boilers* memiliki beberapa cara untuk meningkatkan luas permukaan terkena gas buang panas dan untuk mengurangi panjang keseluruhan atau tinggi *boiler*. Sebuah *single-pass* dan *two-pass smoke tube boilers* adalah konfigurasi yang paling umum dalam aplikasi industri. Perpindahan panas pada permukaan biasanya terdiri dari *tube* tanpa *fin* (*bare tube*), meskipun *finned tube* dapat juga mungkin dalam beberapa kasus. Koefisien perpindahan panas *gas side* sering cukup rendah dalam *smoke tube boiler* dan titik *pinch* biasanya diatur jauh lebih tinggi daripada untuk *water tube boiler* karena pertimbangan biaya. Untuk itu, *smoke tube boilers* terutama berlaku dan terbatas pada aplikasi dengan titik *pinch* yang tinggi. *Smoke tube boilers* juga terbatas pada tekanan uap yang relatif rendah.

Dengan demikian, *water tube boilers* memiliki biaya yang umumnya lebih rendah untuk tekanan uap yang sama dan kapasitas dibandingkan dengan *smoke tube boilers*, karena fluida bertekanan tinggi ditempatkan di dalam *tube*. (Laaksonen, 2015)



2.4 Sistem Kerja *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)

Sistem kerja HRSG dimulai dengan masuknya gas buang dari hasil proses turbin gas (*open cycle*) ke dalam HRSG. Gas buang yang masuk mempunyai temperatur yang masih tinggi, yaitu sekitar 513°C hingga dapat digunakan untuk memanaskan air dan membentuk uap di HRSG.

Di dalam HRSG terdapat pipa – pipa kecil melintang atau yang disebut dengan *tube – tube*. Isinya adalah air, yang nantinya akan dipanasi oleh gas buang yang masuk, sehingga berubah menjadi uap.

Secara umum sistem kerja dari HRSG, yaitu antara lain :

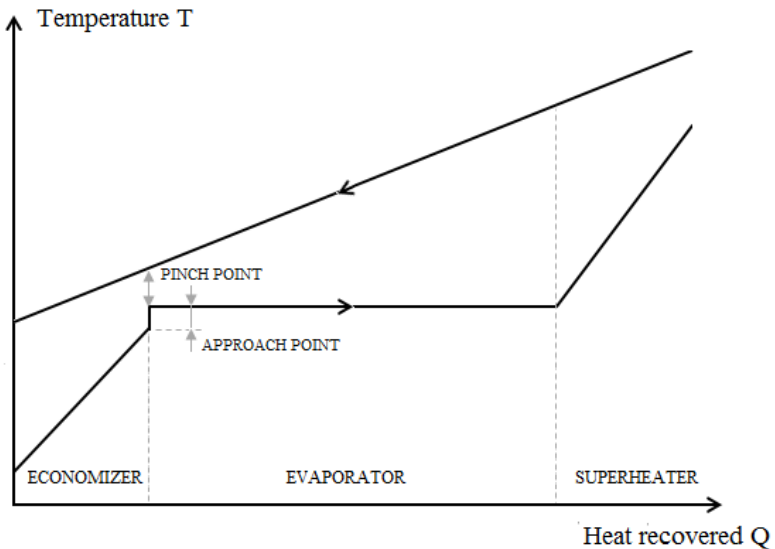
1. Air kondensat dipompa oleh *Condensate Extraction Pump* dipanaskan di *preheater*.
2. Masuk ke *deaerator*. Untuk menghilangkan kandungan udara dan zat – zat terlarut pada air kondensat, air kondensat yang masuk ke *deaerator* di-spray dengan uap tekanan rendah sehingga juga menaikkan temperatur air kondensat.
3. Dari *deaerator*, untuk air tekanan rendah dipompa oleh LP *Boiler Feed Pump* (LP BFP) masuk ke LP *Economizer*, lalu masuk ke LP *Drum*. Selanjutnya dipompa dengan LP *Boiler Circulation Pump* (BCP), dan dilewatkan melalui LP *Evaporator*. Di sini air bertekanan rendah tersebut akan meningkat temperaturnya, dan selanjutnya dialirkan ke LP *Steam Drum* untuk dipisahkan antara air dan uap. Untuk airnya ditampung di bagian bawah drum, sedangkan uapnya disalurkan ke LP *Steam Drum*.
4. Sementara di sisi *High Pressure* (HP), dari *deaerator*, air dipompa oleh HP *Boiler Feed Pump* (HP BFP) masuk ke HP *Primary Economizer*, lalu ke HP *Secondary Economizer*, dan masuk ke HP *Drum*. Selanjutnya dipompa oleh HP *Boiler Circulation Pump* (HP BCP) ke HP *Evaporator*, sehingga air bertekanan tinggi tersebut akan meningkat temperaturnya. Dan selanjutnya dialirkan ke HP *Drum* untuk dipisahkan



- antara air dan uap. Air ditampung di bagian bawah *drum* untuk disirkulasikan lagi.
5. Sebelum dialirkan ke HP *Steam Turbine*, uap kering yang terbentuk terlebih dahulu dialirkan ke *Primary Superheater* dan *Secondary Superheater*. Fungsinya untuk menaikkan temperatur uap kering tersebut hingga menjadi uap *superheat* sebelum digunakan dalam proses HP *Steam Turbine*. Diantara *Primary Superheater* dan *Secondary Superheater* terdapat *desuperheater* yang berfungsi untuk menghindari temperatur lebih, yaitu di atas 507°C. (Susanto, Durrijal, & Semesta Lentera, 2009)

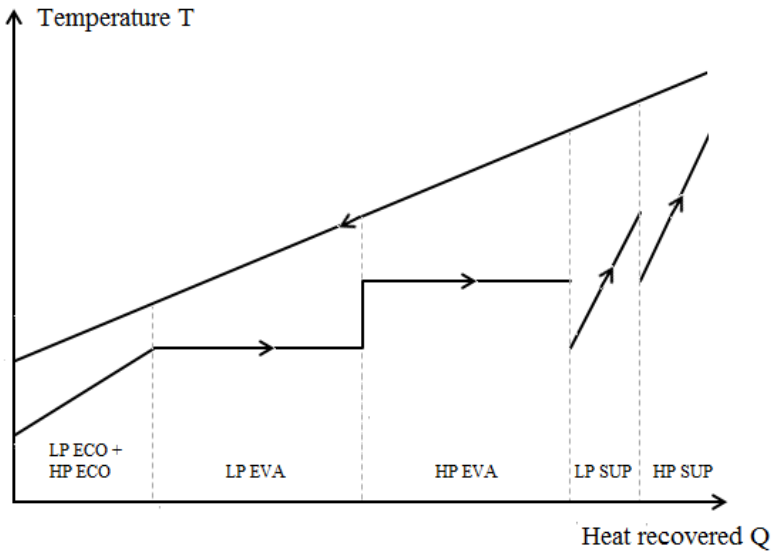
2.5 Profil Temperatur dan Level Tekanan

Gambar 2.3 menunjukkan profil gas buang dan temperatur uap di dalam HRSG yang terdiri dari *superheater*, *evaporator*, dan *economizer* dan beroperasi pada tekanan tunggal. Temperatur gas buang yang masuk secara alami tergantung pada aplikasi, namun gas buang dari mesin *fourstroke reciprocating* untuk aplikasi *diesel power plant* memasuki *boiler* biasanya pada temperatur 320 – 450 °C. Uap yang dihasilkan pada tekanan 5 – 30 bar dengan *feed water* selalu pada temperatur 105°C. Dapat dilihat pada Gambar 2.4, temperatur uap dan tekanan dibatasi oleh profil temperatur gas buang. Berdasarkan ini, tekanan uap yang dialami di dalam HRSG sekitar 30 bar dengan temperatur uap maksimum yang selalu ditentukan oleh temperatur gas buang yang masuk.



Gambar 2. 3 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam
Single-Pressure Boiler (Laaksonen, 2015)

Jumlah total panas yang ter-recover dapat ditingkatkan dalam beberapa kasus melalui penataan permukaan perpindahan panas. Opsi ini diilustrasikan pada Gambar 2.4, di mana *high pressure* dan *low pressure superheaters* dan *evaporator* dipasang berurutan dan *boiler* menggunakan *economizer* yang *feed* untuk kedua *high pressure* dan *low pressure evaporators*. Susunan ini memungkinkan gas buang didinginkan lebih jauh dibandingkan dengan sistem *single-presure boiler* yang diilustrasikan pada Gambar 2.3.



Gambar 2. 4 Profil Gas Buang dan Temperatur Uap dalam *Dual-Pressure Boiler* dengan Mengatur Ulang Permukaan Perpindahan Panas dan *Economizer* (Laaksonen, 2015)

Temperatur permukaan *tube* juga merupakan faktor penting untuk dipertimbangkan ketika memilih bahan untuk *tube*. Menurut Rayaprolu (2009), temperatur di permukaan *tube* adalah sekitar 10°C lebih tinggi dari temperatur rata – rata cairan yang mengalir di dalam *economizer* dan *evaporator tube*. Untuk *superheater*, temperatur permukaan *tube* adalah sekitar 35°C lebih tinggi dari temperatur uap rata – rata dalam *tube*. (Laaksonen, 2015)

2.6 *Economizer*

Economizer memegang kunci penting dalam memberikan efisiensi *thermal boiler* keseluruhan yang tinggi dengan cara meng-*recover* energi dari gas buang sebelum nantinya gas tersebut akan dibuang ke atmosfer. *Economizer* merupakan sebuah *tube* yang berfungsi untuk memanaskan *boiler feed water* sebelum memasuki *steam drum* atau *furnaces*. *Economizer*



mengurangi biaya operasi atau membuat bahan bakar lebih ekonomis dengan memperoleh kembali energi lebih dari gas buang. *Economizer* juga mengurangi potensi dari *thermal shock* dan fluktuasi temperatur air yang kuat. Tujuan utama desain *economizer* adalah untuk mendapatkan perpindahan panas yang diperlukan dengan biaya yang minimum. Kriteria desain untuk *economizer* adalah maksimum kecepatan gas buang yang diijinkan. Semakin tinggi kecepatan memberikan perpindahan panas yang lebih baik dengan mengurangi biaya. (Patil, Baviskar, Sable, & Barve, 2010)

2.6.1 Desain *Economizer*

Macam – macam desain permukaan *economizer* yaitu antara lain :

a. *Bare Tube*

Desain *economizer* yang paling umum dan paling diandalkan adalah *bare tube*, *in-line*, *cross flow type*. Ketika batu bara dibakar, *flyash* membentuk *high fouling* dan lingkungan yang *erosive*. Jenis desain ini meminimalisir kemungkinan terjadinya erosi dan terperangkapnya abu. Desain ini merupakan desain yang memiliki geometri paling mudah untuk dibersihkan dengan *sootblowers*. Bagaimanapun, kelebihan – kelebihan tersebut harus dievaluasi terhadap berat dan volume yang besar dan biaya untuk desain ini.

b. *Extended Surfaces*

Untuk mengurangi biaya modal, kebanyakan pabrikan *boiler* membuat *economizer* dengan berbagai macam tipe *fin* untuk meningkatkan laju perpindahan panas gas. *Fin* merupakan bagian tidak mahal yang dapat mengurangi ukuran keseluruhan dan biaya *economizer*. Bagaimanapun, ada kekurangan untuk beberapa hal seperti, pembersihan permukaan yang



harus sangat diperhatikan. Untuk beberapa *boiler*, seperti unit *coal-fired*, *extended surface economizer* tidak direkomendasikan karena karakteristik dari *flyash*. (Patil, Baviskar, Sable, & Barve, 2010)

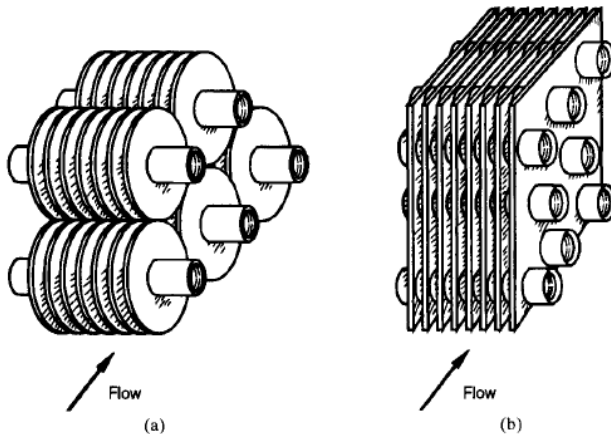
2.7 Finned Tubes

Untuk mengimbangi sifat perpindahan panas yang kurang baik dari udara, yang mengalir di bagian luar *tube*, dan untuk mengurangi dimensi keseluruhan dari *heat exchanger*, *fin* eksternal ditambahkan di bagian luar *tube*. Bervariasi dalam geometri, material, dan metode konstruksi, yang mempengaruhi performa termal dan penurunan tekanan. Di samping itu, kombinasi tertentu dari material dan/atau metode *fin bonding* dapat menentukan batas desain temperatur maksimum untuk *tube* dan batas lingkungan, dimana *tube* akan digunakan. (Cheremisinoff, 2000)

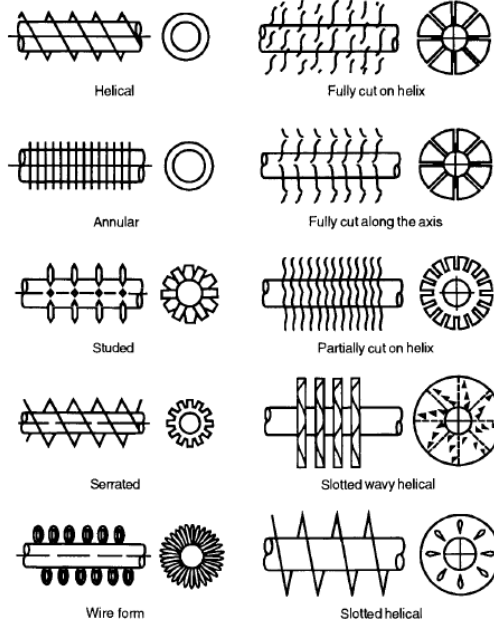
Di dalam tipe *exchangers* ini, *tube* lingkaran dan persegi panjang adalah bentuk yang paling sering digunakan, selain dua bentuk tersebut, bentuk *tube* elips juga digunakan. *Fins*, secara umum digunakan pada sisi luar, tapi *fins* dapat juga digunakan pada bagian dalam *tube* untuk beberapa aplikasi. *Fin-fin* menempel pada *tubes* dengan cara mekanik, *tension winding*, menggunakan perekat (*adhesive bonding*), disolder, *brazing*, pengelasan, atau ekstrusi. Berdasarkan tipe *fin*, *finned tube* dikategorikan sebagai berikut : (1) *individually finned tube exchanger*, yang ditunjukkan pada Gambar 2.2a dan 2.3, memiliki bentuk *fin* yang normal pada *individual tubes*; (2) *Continuous finned tubes*, yang ditunjukkan pada Gambar 2.2b dan Gambar 2.4; *fins* dapat berbentuk datar, bergelombang, atau putus – putus, dan susunan *tube* terdiri dari *tubes* lingkaran, *oval*, persegi panjang, atau bentuk lainnya; dan (3) *longitudinal fins* pada *individual tubes*. *Tube-fin exchanger* dapat menahan tekanan tinggi pada sisi *tube*. Temperatur tertinggi dibatasi oleh jenis *bonding*, material yang digunakan, dan ketebalan material. *Tube-fin exchanger* dengan densitas luas permukaan $3300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ (1000



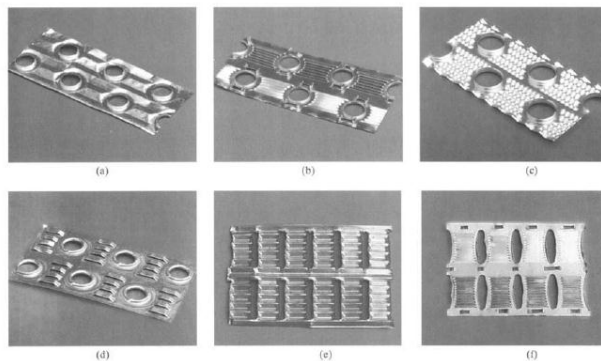
ft^2/ft^3) yang tersedia secara komersial. Pada sisi *tube*, luas permukaan yang diinginkan dapat digunakan dengan menggunakan kerapatan *fin* yang tepat dan geometri *fin*. Tipikal kerapatan *fin* bervariasi dari 250 sampai 800 *fins/m* (6 – 20 *fins/in*), ketebalan *fins* bervariasi dari 0.08 sampai 0.25 mm (0.003 – 0.010 in), dan panjang aliran *fins* dari 25 sampai 250 mm (1 – 10 in). (Shah & Sekulic, 2003)



Gambar 2.5 (a) Individually finned tubes; (b) flat or continuous fins pada susunan tube (Shah & Sekulic, 2003)



Gambar 2. 6 Individually finned tubes (Shah & Sekulic, 2003)



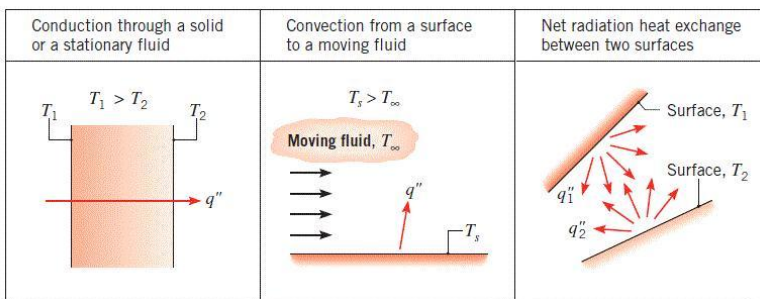
Gambar 2. 7 Continous Finned Tubes (Shah & Sekulic, 2003)



2.8 Perpindahan Panas

Perpindahan panas atau panas merupakan energi yang berpindah karena adanya perbedaan temperatur. Kapanpun, jika ada perbedaan temperatur pada suatu medium atau diantara dua media, perpindahan panas pasti terjadi.

Sesuai dengan Gambar 2.6, perpindahan panas dapat dibagi menjadi tiga tipe. Ketika ada sebuah gradien temperatur pada suatu medium yang tetap, dapat berupa padatan maupun cairan, dapat digunakan istilah konduksi untuk menunjukkan perpindahan panas yang terjadi melewati suatu medium. Sebaliknya, istilah konveksi menunjukkan bahwa perpindahan panas akan terjadi di antara permukaan dan fluida yang bergerak ketika kedua hal tersebut dalam keadaan temperatur yang berbeda. Istilah perpindahan panas yang ketiga adalah radiasi *thermal*. Seluruh permukaan temperatur memancarkan energi dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Oleh karena itu, keberadaan medium yang menghalangi, terdapat perpindahan panas oleh radiasi di antara dua permukaan pada temperatur yang berbeda. (Incropera & Dewitt, 2011)



Gambar 2. 8 Perpindahan Panas Secara Konduksi, Konveksi dan Radiasi (Incropera & Dewitt, 2011)

Analisis dari perpindahan panas pada permukaan fin melibatkan penyelesaian persamaan differensial orde kedua dan biasa terdapat pada subjek yang dijadikan penelitian meliputi

BAB II TINJAUAN PUSTAKA



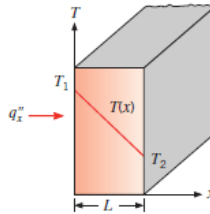
koefisien perpindahan panas sebagai fungsi temperature dari dimensi geometri. Untuk menganalisis permasalahan, dapat dianggap asumsi yaitu dari Murray (1983) dan Gardner (1945) yang disebut asumsi Murray-Gardner (Kraus et al. 2001) yang sebagai berikut:

1. Laju panas pada *fin* dan temperaturnya tetap konstan dengan waktu
2. Material penyusun *fin* bersifat homogen, konduktifitas thermalnya terdapat disegala arah dan besarnya konstan
3. Perpindahan panas konvektif pada permukaan fin konstan dan sama diseluruh permukaan fin
4. Temperatur dari media sekitar *fin* adalah *uniform*
5. Ketebalan *fin* kecil, apabila dibandingkan dengan panjang dan tinggi nya, maka gradien temperature yang melalui ketebalan fin dan perpindahan panas dari tepi *fin* dapat diabaikan
6. Temperatur di dasar *fin* bersifat *uniform*
7. Tidak ada sumber panas dari *fin* itu sendiri
8. Perpindahan panas dari ataupun ke *fin* sebanding dengan kelebihan temperature antara *fin* dan media sekitarnya
9. Radiasi perpindahan panas dari/ke *fin* diabaikan

Pada umumnya, perpindahan panas didalam *fin* mengalir secara konduksi dan proses pertukaran panas antara fin dan lingkungan mengalir secara konveksi (Wais, 2012)

2.8.1 Konduksi

Konduksi terlibat dengan perpindahan panas dalam level atomik atau molekuler. Konduksi dapat dilihat sebagai perpindahan suatu energi dari partikel suatu zat yang lebih energik menuju ke yang kurang energik karena adanya interaksi antara partikel – partikel. Di dalam konduksi, panas ditransfer dari bagian yang panas menuju ke bagian yang dingin sepanjang objek.



Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Konduksi Satu Dimensi
(Incropera & Dewitt, 2011)

Proses perpindahan panas dapat dikuantitatifkan dalam bentuk persamaan laju. Persamaan – persamaan ini dapat digunakan untuk mencari jumlah energi yang ditransferkan dalam satuan waktu. Untuk konduksi panas, persamaan lajunya dikenal sebagai *Fourier's Law*. Untuk dinding bangun satu dimensi yang ditunjukkan pada Gambar 2.7, memiliki distribusi temperatur $T(x)$, persamaan laju dapat ditulis sebagai berikut :

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \dots \dots \dots (2.1)$$

Heat flux q''_x (W/m^2) adalah laju perpindahan panas dalam arah x per unit are yang tegak lurus terhadap araf transfer, dan hal ini sebanding dengan gradien temperatur, dT/dx , dalam suatu arah. Parameter k merupakan konduktifitas *thermal* (W/m.K) dan merupakan karakteristik dinding material. Tanda *minus* merupakan tanda bahwa panas yang ditransfer dalam arah pengurangan temperatur. Dalam kondisi *steady-state* pada Gambar 2.7, dimana distribusi temperaturnya *linear*, gradien temperatur dapat ditulis sebagai berikut :

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \dots \dots \dots (2.2)$$

dan *heat flux*

$$q''_x = -k \frac{T_2 - T_1}{L} \dots \dots \dots (2.3)$$

atau



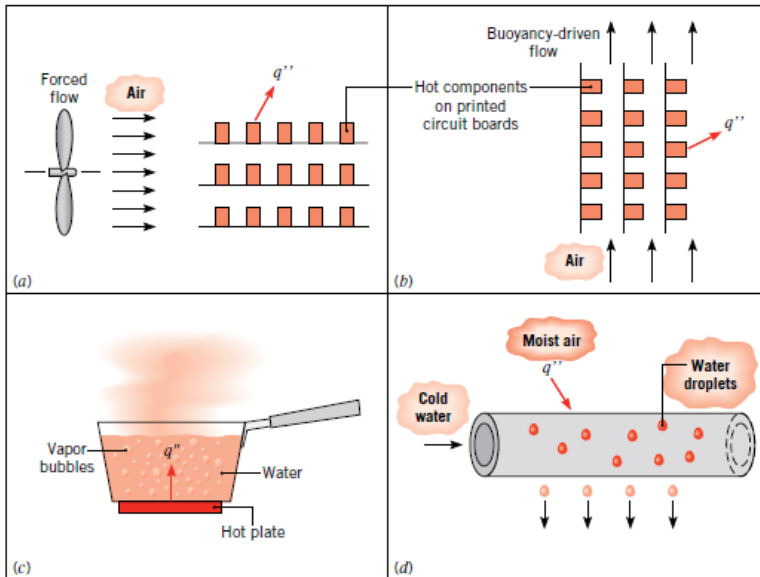
$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \dots \dots \dots (2.4)$$

Catatan bahwa persamaan ini memberikan *heat flux*, yaitu laju perpindahan panas per satuan luas. Laju panas oleh konduksi, q_x (W), melalui sebuah dinding bangun datar dengan luasan A menghasilkan *flux* dan luas, $q_x = q''_x \cdot A$. (Incropera & Dewitt, 2011)

2.8.2 Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi terdiri dari dua mekanisme : *random molecular motion* (difusi) dan *bulk* atau *macroscopic motion* fluida. *Advection* merupakan transfer panas karena gerakan fluida, sedangkan konveksi merupakan gabungan dari proses difusi dan *advection*.

Perpindahan panas secara konveksi diklasifikasikan menjadi dua mode, yaitu *forced convection* dan *free convection*. *Forced convection* terjadi ketika aliran yang disebabkan oleh alat eksternal, seperti *fan*, *pompa*, atau *atmospheric wind*. *Free convection* terjadi ketika aliran disebabkan karena adanya gaya keatas (*buoyancy forces*), yang timbul dari perbedaan densitas yang disebabkan oleh gradien temperatur pada fluida. Konveksi campuran atau gabungan antara *forced convection* dan *free convection* mungkin saja dapat terjadi di kehidupan nyata. Energi yang ditransferkan secara konveksi merupakan *sensible heat* atau *internal thermal*, energi fluida. Sebagai tambahan, ada kemungkinan pertukaran panas laten karena adanya transformasi fasa. (Incropera & Dewitt, 2011)



Gambar 2. 10 Perpindahan Panas Secara Konveksi. (a) *Forced Convection*. (b) *Natural Convection*. (c) *Boiling*. (d) *Condensation*. (Incropera & Dewitt, 2011)

Proses perpindahan panas secara konveksi, berikut persamaan lajunya :

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.5)$$

dimana q'' , *convective heat flux* (W/m^2), berbanding lurus dengan perbedaan temperatur antara permukaan dan fluida, T_s dan T_∞ . Persamaan ini dikenal sebagai *Newtons Law of Cooling*, dan parameter h ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) merupakan koefisien perpindahan panas secara konveksi. Koefisien ini bergantung pada kondisi *boundary layer*, yang dipengaruhi oleh permukaan geometri, aliran fluida, dan macam – macam termodinamika fluida, dan sifat perpindahannya. Dapat dilihat pada Tabel 2.1, yaitu nilai – nilai koefisien perpindahan panas secara konveksi. Ketika persamaan 2.5 digunakan, *convection*

BAB II TINJAUAN PUSTAKA



heat flux dianggap positif jika panas ditransferkan dari permukaan ($T_s > T_\infty$) dan negatif jika panas ditransfer menuju permukaan ($T_s < T_\infty$). Berarti persamaan yang digunakan jika perpindahan panas yang terjadi menuju permukaan adalah sebagai berikut :

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \dots \dots \dots (2.6)$$

Tabel 2. 1 Nilai Koefisien Konveksi

Mode	W/m ² .°C	Btu/hr ft ² °F
Air, Free Convection	4 – 28	0.7 – 5
Air, Forced Convection	4 – 570	0.7 – 100
Water, Free Convection	284 – 1,500	50 – 265
Water, Forced Convection	284 – 17,000	50 – 3,000
Water, Boiling	2840 – 57,000	500 – 10,000
Steam, Condensing	5680 – 113,000	1,000 – 20,000

(Vlachopoulos & Strutt, 2002)

2.9 Perpindahan Panas dalam FEM

Medium yang homogen dan distribusi temperatur $T(x, y, z)$ dinyatakan dalam koordinat Cartesius. Distribusi temperatur pada volume tertentu dinyatakan dalam persamaan hukum konversi energi termal sebagai berikut :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \dots (2.7)$$

Di mana:

ρ = densitas medium

c_p = *specific heat* medium

k = konduktivitas termal medium

\dot{q} = laju panas yang timbul per unit volume medium

$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$ = laju dari waktu perubahan dari energi termal per unit volume

$k \frac{\partial T}{\partial x}, k \frac{\partial T}{\partial y}, k \frac{\partial T}{\partial z}$ = laju perpindahan panas per unit area (*heat flux*) pada koordinat x, y, z



Persamaan (2.7) merupakan bentuk umum dari persamaan difusi panas. Untuk perpindahan secara konduksi, persamaan *heat flux* lebih umum dinyatakan dalam hukum Fourier:

$$\{q''\} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -k \nabla T \dots \dots \dots (2.8)$$

Tanda negatif menandakan panas selalu berpindah menuju temperatur yang lebih rendah.

Sehingga persamaan (2.7) dapat disederhanakan menjadi

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \{q''\} + \dot{q} \dots \dots \dots (2.9)$$

Untuk *heat flux* permukaan

$$-k \nabla T = q'' \quad \text{untuk } \textit{heat flux} \dots \dots \dots (2.10a)$$

Untuk kondisi permukaan konveksi

$$-k \nabla T = h [T_{\infty} - T_{(x,y,z,t)}] \dots \dots \dots (2.10b)$$

Di mana:

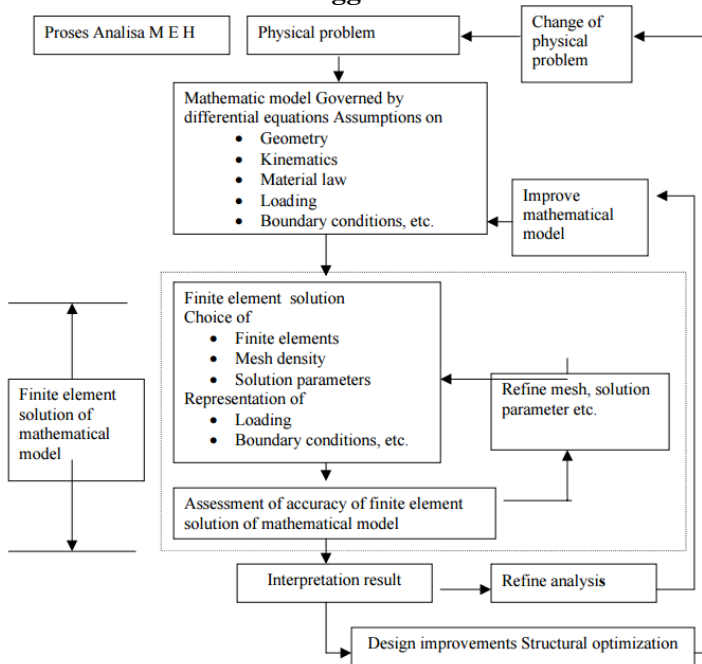
h = koefisien konveksi

T_{∞} = Temperatur sekitar

(Incropera & Dewitt, 2011)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.10 Metode Elemen Hingga



Gambar 2. 11 Prosedur Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga merupakan metode numerik dengan basis komputasi untuk memecahkan persoalan pada bidang *engineering*. Geometri akan dibagi menjadi elemen-elemen yang lebih kecil di mana masing-masing elemen *node* yang digunakan untuk mewakili nilai variabel (contohnya, temperatur, tegangan dan perpindahan panas) yang membawahi elemen fungsi interpolasi (disebut juga fungsi aproksimasi). Persamaan matriks menjabarkan sifat-sifat setiap elemen. Hal tersebut ditentukan dengan menggunakan salah satu dari tiga pendekatan, yaitu; pendekatan langsung, pendekatan variasional. Setiap persamaan matriks digabungkan untuk menemukan persamaan sistem secara keseluruhan. Nilai nodal



dari variabel lapangan dimasukkan pada persamaan sistem. Nilai nodal yang tidak diketahui dari masalah akan diperoleh dengan menyelesaikan persamaan sistem. Masalah teknik yang umum ditangani oleh Metode Elemen Hingga antara lain adalah: struktural, termal, aliran fluida, listrik, magnet, kebisingan akustik dan lain - lain.

2.11 ANSYS

ANSYS merupakan sebuah *software* berbasis *finite element methods* yang dapat digunakan untuk analisa distribusi tegangan, temperatur, elektromagnetik dll. ANSYS apdl adalah salah satu jenis ANSYS *parametric design language* dan dapat digunakan untuk membangun model dengan parameter tertentu. (ANSYS HELP,2009)

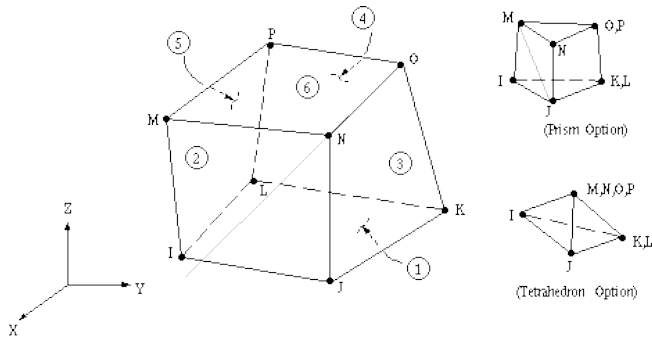
2.11.1 *Element Solid Brick 70*

Solid 70 memiliki model tiga dimensi untuk kemampuan konduksi *thermal*. Elemen pada *Solid 70* ini terdapat 8 *node* dengan satu derajat kebebasan, temperatur, pada masing-masing *node*. Elemen ini dapat diaplikasikan pada bentukan tiga dimensi, *steady state* atau analisis *thermal transient*. Elemen ini juga dapat digunakan untuk mengimbangi *mass transport heat flow* dari bidang kecepatan yang konstan. Jika model yang ada mengandung unsur padat, maka dilakukan juga analisis secara struktural, dan elemen harus diganti dengan elemen struktural. Secara umum *solid brick 70* dibagi menjadi dua pilihan, yaitu :

1. (KEYOPT(7)=1) aliran poros nonlinier dipilih dengan ini. Untuk pilihan ini, temperatur ditafsirkan sebagai tekanan dan permeabilitas dari media yang dijadikan inputan dengan *material properties*-nya KXX, KYY, dan KZZ. Kemudian DENS dan VISC digunakan untuk *mass density* dan viskositas dari fluida. Kondisi batas untuk temperatur dimasukkan dengan *D command* yang ditafsirkan sebagai kondisi batas tekanan, sedangkan untuk kondisi batas aliran

panas dimasukkan dengan *F* command yang ditafsirkan sebagai laju aliran masa (masa/waktu).

2. (KEYOPT(8) digunakan untuk pilihan *mass transport*. Dengan pilihan ini kecepatan VX, VY, dan VZ harus dimasukkan sebagai konstanta nyata. Dengan *mass transport*, harus dipesifikasi *specific heat* (C) dan massa jenis (DENS) dari suatu material bukan entalpi nya (ENTH). (ANSYS HELP,2009)



Gambar 2. 12 *Element Solid Brick 70* (ANSYS HELP,2009)



(halaman ini sengaja dikosongkan)

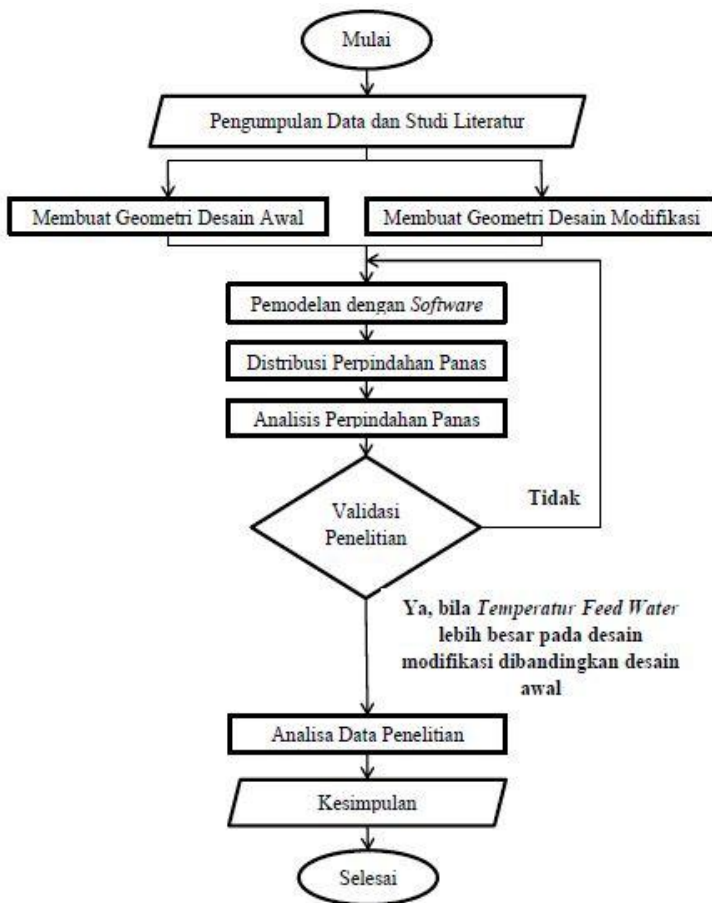
BAB II TINJAUAN PUSTAKA



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir

Diagram alir dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :



Gambar 3. 1 Diagram Alir Penelitian



3.2 Spesifikasi Material Penelitian

3.2.1 Material Penelitian

Pada penelitian ini material yang digunakan untuk *High Pressure Economizer* adalah ST37.8. Berikut komposisi kimia dari material ST37.8 :

Tabel 3. 1 Komposisi Kimia ST37.8

(DIN 17177)		
Unsur	Min (%)	Max (%)
Karbon (C)		0.17
Silika (Si)	0.10	0.35
Mangan (Mn)	0.40	0.80
Fosfor (P)		0.04
Sulfur (S)		0.04

Tabel 3. 2 Sifat Fisis ST37.8

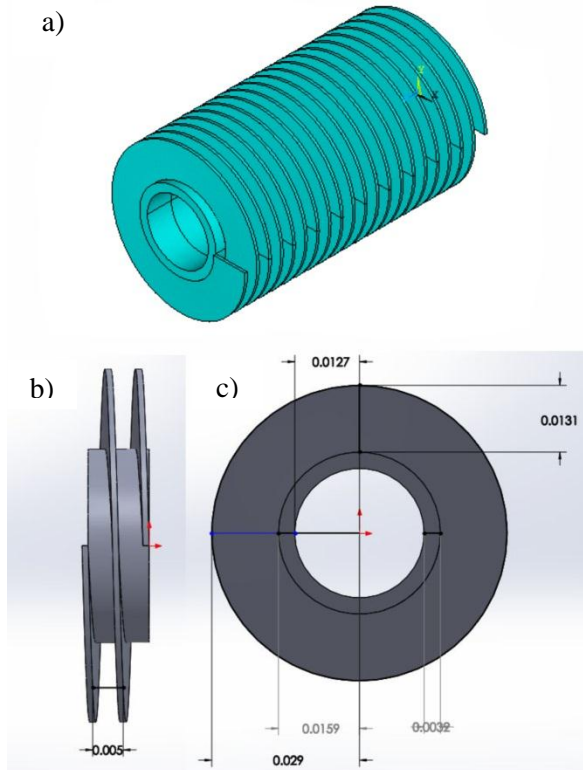
Sifat Fisis	Metric
Densitas	7.87 gr/cm ³

Tabel 3. 3 Sifat *Thermal* ST37.8

Sifat <i>Thermal</i>	Metric
Konduktifitas <i>Thermal</i>	51.9 W/m-K
<i>Specific Heat Capacity</i>	0.481 J/gr-°C



Geometri ini memiliki bentuk *fin helical*, dapat dilihat pada Gambar 3.3 serta dimensi yang digunakan untuk geometri ini dapat dilihat pada Tabel 3.4 :



Gambar 3. 3 a) Geometri *Helical Finned Tube* 3-D b) Geometri *Helical Finned Tubel* Tampak Samping c) Geometri *Helical Finned Tube* Tampak Depan



Tabel 3. 4 Dimensi Geometri *Helical Finned Tube*

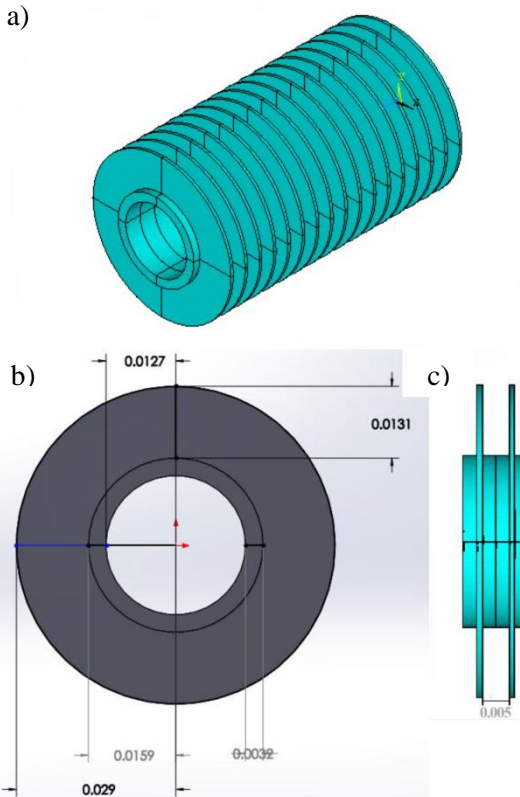
	Dimensi (m)
<i>Pitch Fin</i>	0.005
Jari – jari Dalam Tube	0.0127
Jari – jari Luar Tube	0.0159
Tebal Tube	0.0032
Tinggi Fin	0.0131

3.2.2.2 Geometri Annular Finned Tube

Geometri ini memiliki bentuk yang sama seperti bentuk geometri awal tapi pada geometri ini *fin* nya tersusun secara *singular*, yang berarti antar *fin* tidak menyatu satu dengan yang lainnya. Dapat dilihat bentuk dari geometri ini pada Gambar 3.4 serta dimensi untuk geometri ini pada Tabel 3.5 :

Tabel 3. 5 Dimensi Geometri *Annular Finned Tube*

	Dimensi (m)
<i>Pitch Fin</i>	0.005
Jari – jari Dalam Tube	0.0127
Jari – jari Luar Tube	0.0159
Tebal Tube	0.0032
Tinggi Fin	0.0131



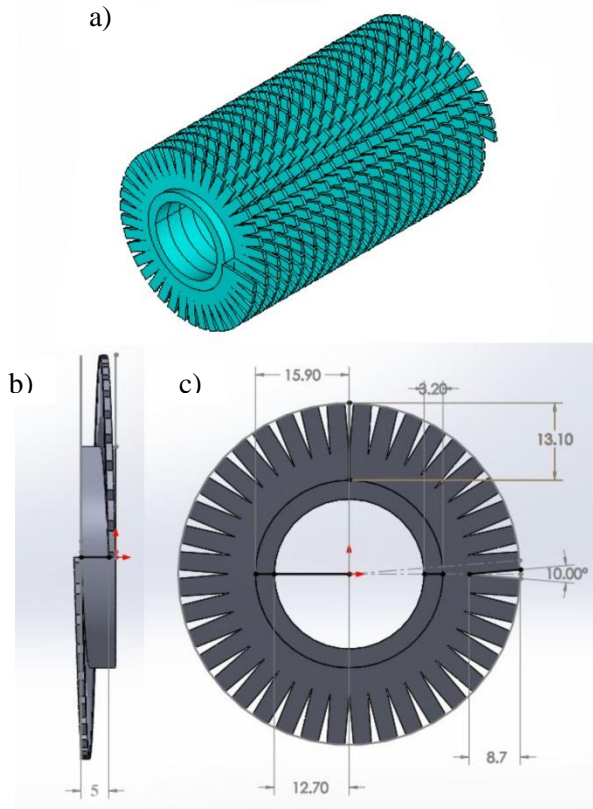
Gambar 3. 4 a) Geometri *Annular Finned Tube* 3-D b) Geometri *Annular Finned Tube* Tampak Depan c) Geometri *Annular Finned Tube* Tampak Samping

3.2.2.3 Geometri *Serrated Finned Tube*

Geometri ini memiliki bentuk gerigi dimana antar *fin* nya menyatu satu dengan yang lainnya menjadi *helical*. Pada geometri diperlukan dimensi tambahan, yaitu panjang gerigi. Menurut Martinez dkk (2012), jumlah gerigi yang digunakan sebanyak 40 dan sudut potong geriginya sebesar 10° . Dapat



dilihat geometri ini pada Gambar 3.5 serta dimensi yang digunakan untuk geometri ini pada Tabel 3.6 :



Gambar 3.5 a) Geometri *Serrated Finned Tube* 3-D b) Geometri *Serrated Finned Tube* Tampak Samping c) Geometri *Serrated Finned Tube* Tampak Depan



Tabel 3. 6 Dimensi Geometri *Serrated Finned Tube*

	Dimensi (mm)
<i>Pitch Fin</i>	5
Jari – jari Dalam Tube	12.7
Jari – jari Luar Tube	15.9
Tebal Tube	3.2
Tinggi Fin	13.1
Panjang Gerigi	8.7

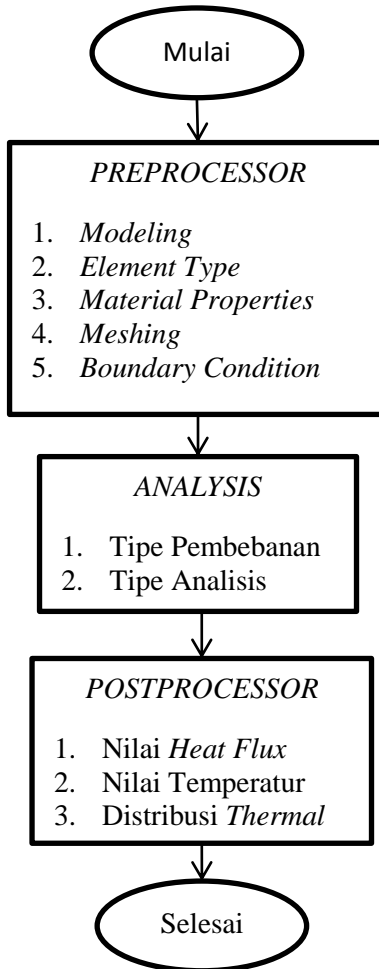
3.3 Peralatan Penelitian

Peralatan yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. *Solid Works 2014* merupakan *software* untuk membuat desain 3D yang kemudian hasilnya diimport ke *software ANSYS*.
2. *ANSYS* merupakan *software* yang digunakan untuk memodelkan simulasi dengan metode elemen.

3.4 Prosedur Penelitian

Prosedur yang dilakukan pada penelitian tugas akhir ini yaitu tercantum pada Gambar 3.6, melakukan pemodelan dengan menggunakan perangkat lunak (*software*) *ANSYS*, yaitu sebagai berikut :

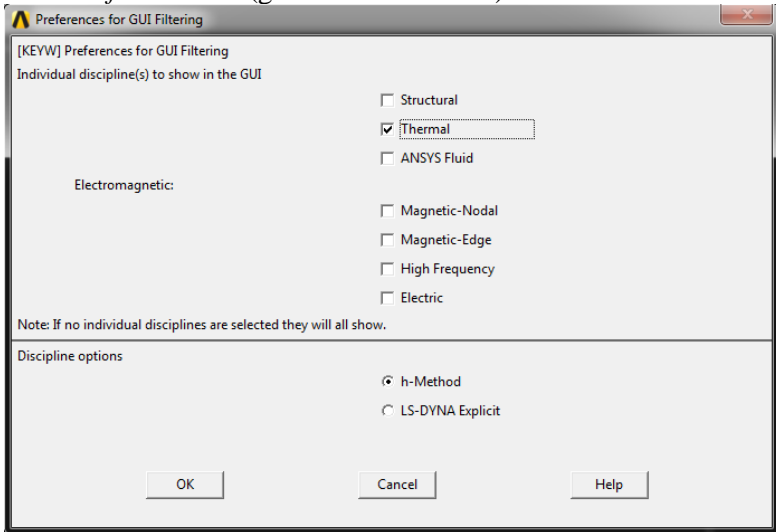


Gambar 3. 6 Diagram Alir Pemodelan



3.4.1 Pemodelan *Tube High Pressure Economizer*

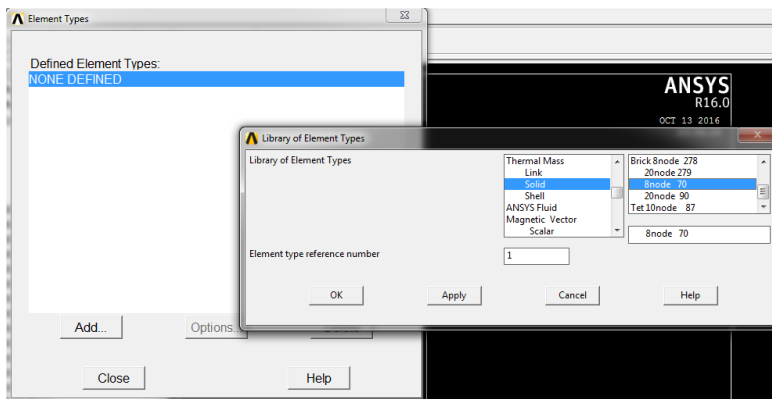
Dalam melakukan pemodelan *tube high pressure economizer*, langkah pertama yang dilakukan, menentukan *Preferences*, dengan memiliki pilihan *Thermal*, karena disini akan dilakukan analisis distribusi perpindahan panas pada ketiga geometri yang sudah disebutkan sebelumnya, yaitu *helical finned tube* (geometri awal), *annular finned tube* (geometri modifikasi), *serrated finned tube* (geometri modifikasi).



Gambar 3. 7 *Preferences*

3.4.2 Penentuan *Element Type*

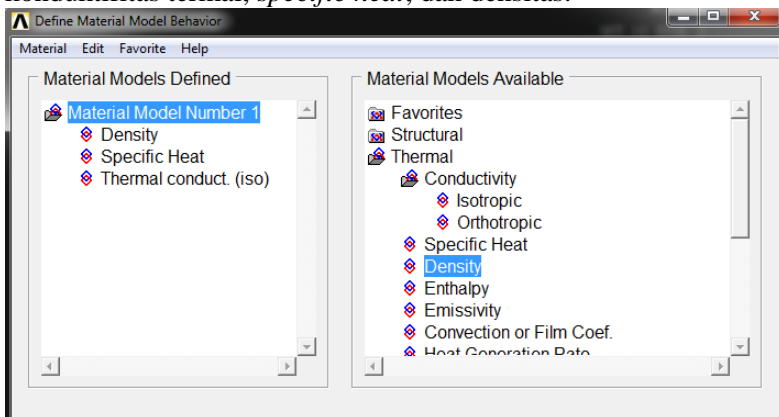
Dalam melakukan penentuan tipe elemen yang akan digunakan pada simulasi pembebanan termal ini, yaitu menggunakan *Brick Element (Solid70)* karena elemen tersebut lebih akurat. SOLID70 memiliki 8 *nodes* dengan satu derajat kebebasan (*degree of freedom*) temperatur pada masing-masing *node*. Elemen ini juga dapat digunakan untuk mengimbangi aliran perpindahan panas dan bidang kecepatan yang konstan.



Gambar 3. 8 Element Type

3.4.3 Material Properties

Pada penelitian ini dilakukan analisis termal, oleh karena itu dilakukan penginputan data berupa data termal, seperti konduktifitas termal, *specific heat*, dan densitas.

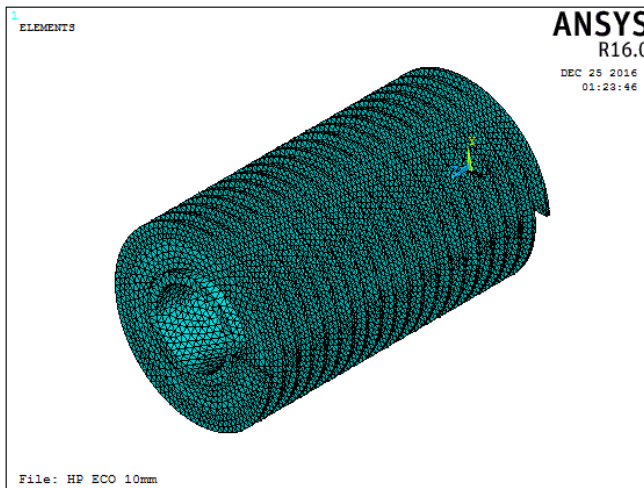


Gambar 3. 9 Material Properties

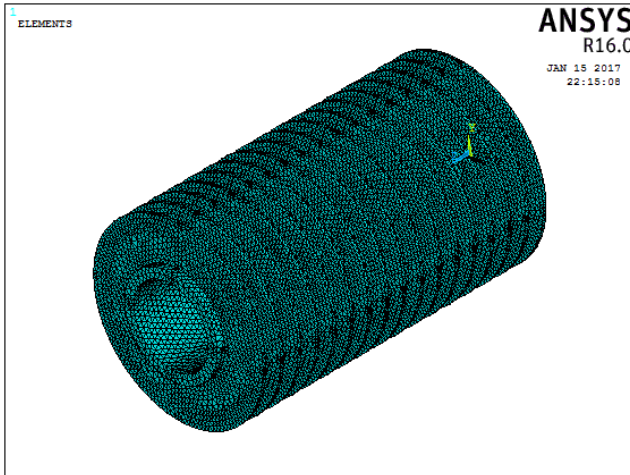


3.4.4 Meshing

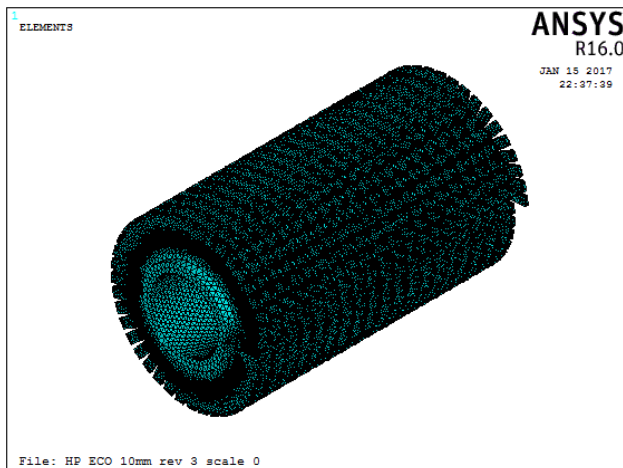
Melakukan pembagian benda menjadi elemen – elemen yang lebih kecil yang nantinya akan dilakukan pemodelan simulasi distribusi perpindahan panas. *Meshing* yang digunakan adalah meshing line dengan ukuran 0.002, dan metode *free* dengan elemen tetrahedron dan ukuran *grain size* sebesar 1 (satu). Berikut adalah hasil meshing untuk masing – masing geometri :



Gambar 3. 10 Hasil *Meshing* Geometri *Helical Finned Tube* 100 mm



Gambar 3. 11 Hasil Meshing Geometri *Annular Finned Tube*
100 mm



Gambar 3. 12 Hasil *Meshing* Geometri *Serrated Finned Tube*
100 mm

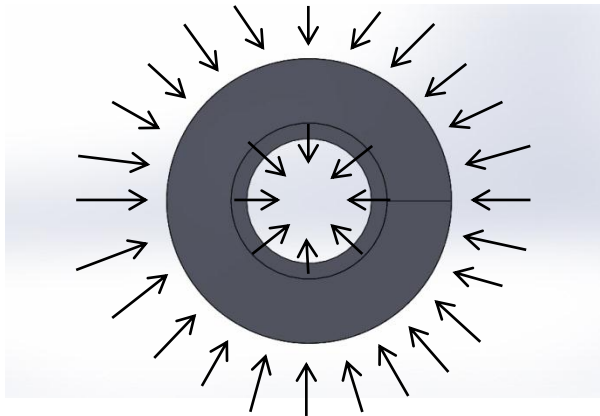


3.4.5 Boundary Condition

Perpindahan panas yang terjadi adalah konveksi, konveksi terjadi pada semua permukaan luar *finned tube* dan permukaan dalam *finned tube*, konveksi yang terjadi pada permukaan luar *finned tube* merupakan *free convection* artinya konveksi tanpa ada pengaruh dari luar, sedangkan konveksi yang terjadi di permukaan dalam *finned tube* adalah *forced convection* artinya konveksi yang ada pengaruh dari alat eksternal, yaitu berupa pompa.

3.4.6 Tipe Pembebanan

Setelah dilakukan meshing, selanjutnya diberikan pembebanan untuk simulasi berupa pembebanan *thermal* secara konveksi. Pembebanan pertama yang diberikan yaitu konveksi pada seluruh permukaan luar *finned tube* dimana panas berasal dari *off gas* panas dengan temperatur 267°C, *off gas* memanaskan *feed water* yang mengalir di dalam *finned tube*, dimana fluida tersebut sudah dipanaskan terlebih dahulu oleh *preheater* hingga mencapai temperatur 191°C. Sehingga dibutuhkan pembebanan kedua, yaitu konveksi pada bagian permukaan dalam *finned tube*. Dapat dilihat skematis perpindahan panas secara konveksi yang terjadi pada simulasi ini pada Gambar 3.13. Dibutuhkan inputan temperatur *uniform* dan *reference* pada simulasi ini masing – masing sebesar 27°C. Simulasi ini menggunakan panjang 100 mm dari panjang asli sebesar 14000 mm, sehingga diberikan *heat flux* pada kedua ujung *tube* dikarenakan kedua ujung tersebut merupakan sambungan yang memiliki nilai *heat flux* sebesar 0 W/m². Nilai pembebanan *thermal* yang diberikan adalah sebagai berikut :



Gambar 3. 13 Skematis Perpindahan Panas secara Konveksi pada *Finned Tube*

Tabel 3. 7 Pembebanan *Thermal* untuk Simulasi

<i>Uniform Temperature</i>	27°C
<i>Reference Temperature</i>	27°C
<i>Heat Flux</i>	0 W/m ²
<i>Feed Water Convection Coefficient</i>	284 W/m ² .°C
<i>Off Gas Convection Coefficient</i>	28 W/m ² .°C
<i>Feed Water Temperature</i>	191°C
<i>Off Gas Temperature</i>	267°C

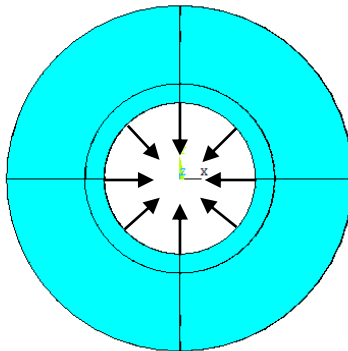
3.4.7 Tipe Analisis

Pada proses analisis *thermal*, analisis yang digunakan menggunakan analisis *steady state* karena beban yang diberikan merupakan beban statis.



3.4.8 Validasi Penelitian

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang benar dan sesuai dengan kondisi yang sesungguhnya serta tidak menyimpang dari permasalahan yang dianalisis. Maka hasil simulasi dari ANSYS divalidasi dengan kondisi aktual, yaitu kondisi yang sesuai ada di PT. PJB-UP Gresik dengan melakukan perhitungan interpolasi yang menghasilkan besar temperatur *feedwater* dengan panjang tube 100 mm. Dimana bagian *inner surface tube economizer* adalah area yang dipilih dengan menggunakan software ANSYS pada bagian dalam tube, yang kemudian besarnya temperatur dan *heat flux* yang diperoleh pada bagian tersebut akan dirata-rata sesuai dengan jumlah node pada area tersebut, seperti yang dapat dilihat pada Gambar 3.14:



Gambar 3. 14 *Inner Surface Tube Economizer*

Setelah itu, dengan menggunakan persamaan (2.5) untuk mengetahui temperatur *feedwater* adalah sebagai berikut :

$$q = hA(T_w - T_f) \dots \dots \dots (2.5)$$

3.5 Langkah Penelitian

Penelitian yang dilakukan kali ini terdiri dari berbagai tahapan seperti berikut:



1. Pengumpulan data dan studi literature
Pada tahapan ini data-data berupa ukuran geometri temperature *feedwater*, temperatur gas sisa yang memanaskan *feedwater high pressure economizer* di PT. PJB-UP Gresik dikumpulkan untuk selanjutnya diolah pada simulasi.
2. Pembuatan Geometri
Tahapan yang selanjutnya adalah pembuatan geometri yang dibagi menjadi dua yaitu geometri awal dan geometri modifikasi *high pressure economizer*. Dimana pada penelitian kali ini modifikasi yang dilakukan adalah pada bentuk *fin*. Geometri awal yang dibuat memiliki bentuk *fin helical*. Sedangkan geometri modifikasi dibagi lagi menjadi dua jenis, yaitu dengan bentuk *fin annular*, dan *fin serrated*. Pembuatan geometri awal dan modifikasi ini menggunakan *software* SolidWork 2014.
3. Pemodelan dengan Software
Tahapan ketiga pada penelitian ini adalah pemodelan dengan menggunakan *software* ANSYS APDL 16.0. Berdasarkan subbab 3.4.6 bahwa pada penelitian ini yang dilakukan adalah analisis *thermal*, sehingga pembebanan yang diberikan pada geometri yang sudah dibuat adalah pembebanan thermal berupa *heat flux*, konveksi, *uniform temperature* dan *reference* temperatur seperti pada Tabel 3.7.
4. Analisis Perpindahan Panas
Kemudian dari hasil pembebanan thermal pada geometri *high pressure economizer*, akan menimbulkan respon berupa distribusi temperatur yang berbeda pada area *fin* maupun *tube economizer*. Selain itu, respon yang ditunjukkan dapat berupa distribusi perpindahan panas per satuan *area* atau *heat flux*. Dari kedua respon inilah yang dapat dianalisis untuk menentukan temperatur fluida *feedwater*.



5. Validasi Penelitian

Validasi ini dilakukan untuk memastikan bahwa hitungan yang ada pada penelitian ini sudah benar dan sesuai dengan kondisi aktual serta sesuai dengan permasalahan yang dianalisis. Dimana validasi yang dilakukan pada penelitian ini yaitu membandingkan antara temperature *feedwater* pada kondisi aktual dengan kondisi simulasi.

6. Analisis Data Penelitian

Setelah hasil dari simulasi dapat dikatakan valid dan sesuai, maka metode ini dapat dilakukan untuk berbagai bentuk *fin* lainnya. Sehingga yang selanjutnya akan dianalisis adalah geometri awal dan juga geometri modifikasi yang memiliki temperatur *feedwater* lebih besar dibandingkan dengan desain awal.

7. Kesimpulan

Kemudian tahapan terakhir adalah penarikan kesimpulan berdasarkan hasil dari analisis data pada penelitian kali ini. Kesimpulan akan diperoleh berdasarkan tujuan yang ada pada subbab 1.3. Dan penelitian pun dapat dikatakan selesai setelah itu.

3.6 Variabel Penelitian

Variabel yang digunakan pada penelitian ini ada dua jenis variabel :

1. Variabel Terikat : variabel terikat penelitian ini antara lain, diameter *tube* dalam dan luar, tinggi *fin*, tebal *fin*, *pitch* antar*fin*.
2. Variabel Bebas : variabel bebas penelitian ini antara lain, bentuk geometri *fin*, dan panjang *tube*.

3.7 Rancangan Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan analisis distribusi perpindahan panas pada masing – masing desain, yaitu desain awal dan desain setelah dimodifikasi, sehingga pada akhirnya dapat dibandingkan diantara kedua desain tersebut. Hal



yang dibandingkan adalah laju perpindahan panas yang terjadi. Desain yang akan dianalisis adalah sebagai berikut :

1. Desain asli, merupakan desain awal yang sudah ada dengan geometri yang belum dilakukan modifikasi, yaitu geometri dengan bentuk *fin* helikal datar.
2. Desain dengan modifikasi dengan bentuk *fin* yang berbeda, dimana dalam hal ini dilakukan pembuatan *fin* berbentuk gerigi helikal dan berbentuk datar tidak helikal.

Tabel 3. 8 Rancangan Penelitian

	Bentuk	Temperatur Feed Water (°C)
Desain Awal	<i>Helical Finned Tube</i>	
Desain Modifikasi	<i>Annular Finned Tube</i>	
	<i>Serrated Finned Tube</i>	



(halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB IV

HASIL DATA DAN PEMBAHASAN

Economizer merupakan *tube-tube* yang melintang dan terdapat *fin-fin* yang berfungsi untuk memperbesar luas permukaan agar perpindahan panas yang terjadi lebih besar. Berdasarkan formula perpindahan panas secara konduksi, konveksi, dan radiasi, bahwa bila terjadi peningkatan pada luas permukaan maka perpindahan panas yang terjadi pun juga akan meningkat (Incropera, 2011).

Beberapa simulasi dengan metode elemen hingga mengenai perpindahan panas pada *high pressure economizer heat recovery steam generator* telah dilakukan. Pembebanan *thermal* yang diberikan pada simulasi ini sesuai dengan Tabel 3.7. Hasil yang didapatkan dari simulasi berupa distribusi temperatur, dan temperatur *feed water* untuk setiap geometri. Temperatur *feed water* didapatkan dengan menggunakan persamaan (2.5). Setelah itu, dilakukan perhitungan efisiensi temperatur *feed water* dengan panjang *tube* 100 mm untuk tiap geometri.

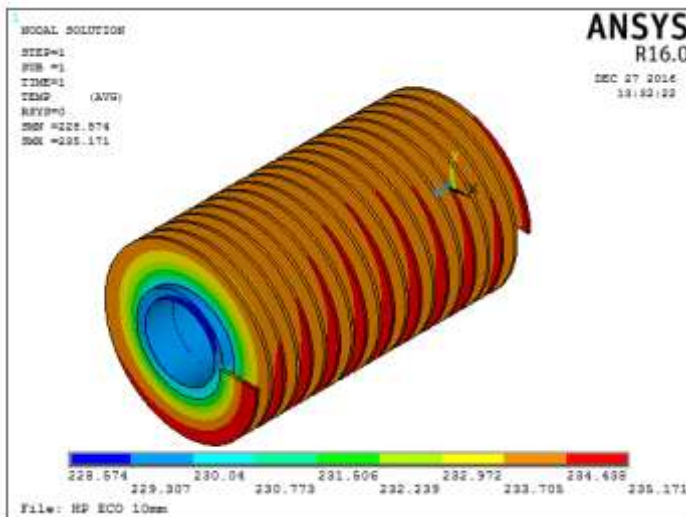
4.1 Desain Geometri Awal

Pada PT. PJB-UP Gresik digunakan *economizer* dengan panjang *tube* total 14.000 mm, sedangkan pada simulasi kali ini, akan dimodelkan geometri awal *economizer* dengan panjang *tube* 100 mm. Geometri awal ini memiliki bentuk *fin helical* dengan dimensi yang sudah disebutkan pada Tabel 3.4. *Fin* berfungsi untuk memperbesar luas permukaan perpindahan panas yang terjadi, luasan permukaan untuk satu *fin* geometri ini sebesar 4005.623 mm^2 . Dalam panjang *tube* 100 mm terdapat 20 *fin*s yang terpasang pada *tube*, sehingga seluruh luas permukaan *fin* untuk geometri ini sebesar 79614.657 mm^2 .

Pembebanan *thermal* yang sudah ditentukan pada Tabel 3.7, didapat hasil distribusi temperatur yang dapat dilihat pada Gambar 4.1. Hasil simulasi menunjukkan distribusi panas terjadi dari bagian luar *finned tube* menuju bagian dalam *finned tube*, yang berarti *off gas* panas yang berasal dari turbin gas masuk ke



dalam *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*, memanaskan *feed water* yang mengalir di dalam *finned tube high pressure economizer*. Hal tersebut menyebabkan bagian *fin* paling luar memiliki temperatur maksimal, dan semakin kedalam temperatur akan semakin menurun sampai temperatur minimum pada bagian dalam *finned tube*. Gambar 4.1, menunjukkan bahwa pemanasan oleh *off gas* kepada permukaan luar *finned tube* memberikan respon dengan menunjukkan temperatur maksimum sebesar 235.171°C. Panas tersebut akan mengalir ke dalam secara konduksi, sehingga memanaskan permukaan dalam *finned tube* dan memberikan respon dengan menunjukkan temperatur minimum sebesar 228.574°C.



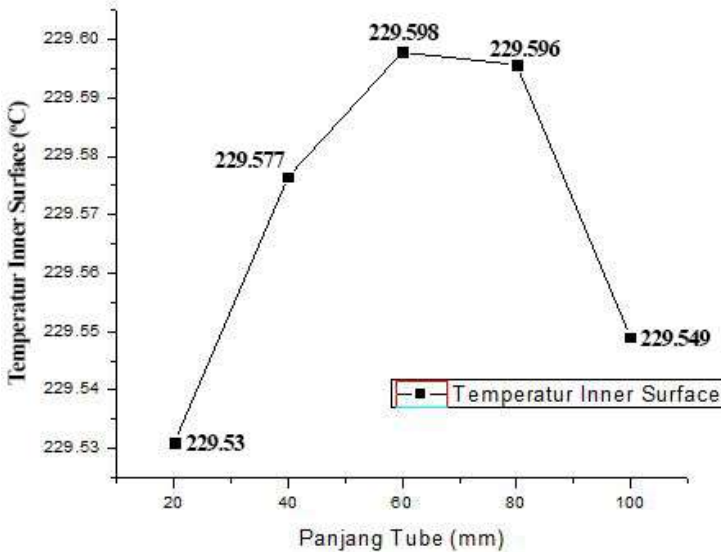
Gambar 4. 1 Hasil Simulasi Geometri Awal

Dari hasil simulasi didapatkan temperatur permukaan dalam *tube* dan *heat flux* pada permukaan dalam *tube*. Pada Gambar 4.2 menunjukkan *trend* temperatur permukaan dalam untuk setiap kenaikan panjang *tube* 20 mm hingga 100 mm. Pada

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN



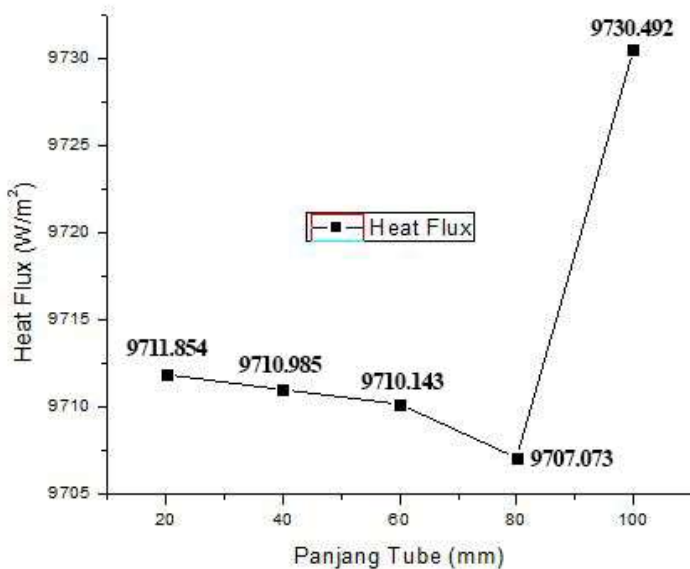
Gambar 4.3 menunjukkan *trend heat flux* permukaan dalam untuk setiap kenaikan panjang *tube* 20 mm hingga 100 mm.



Gambar 4. 2 *Trend Temperatur Inner Surface Geometri Helical Finned Tube (Geometri Awal)*

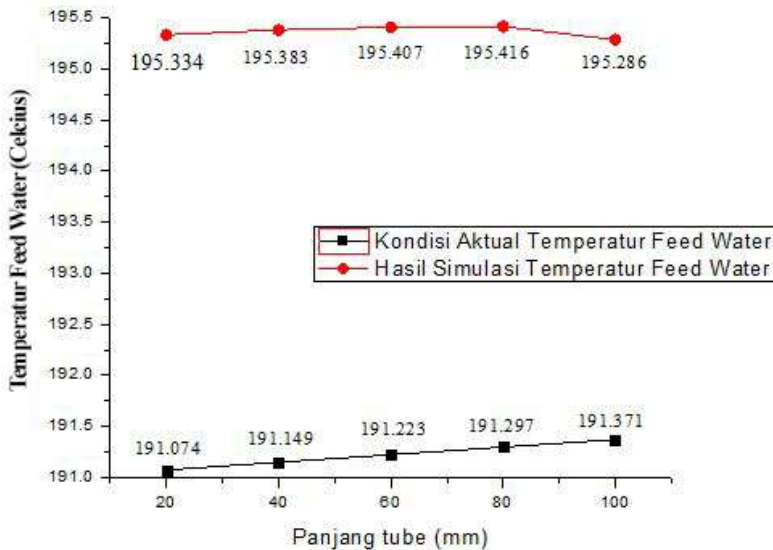
Untuk mendapatkan hasil simulasi yang benar dan sesuai dengan kondisi *actual* atau kondisi sebenarnya pada PT. PJB-UP Gresik harus divalidasi. Sebelum melakukan validasi, dicari nilai temperatur *feed water* sepanjang 100 mm *tube* menggunakan perhitungan interpolasi, dan didapat nilai rata – rata sebesar 191.2042°C. nilai yang divalidasi adalah nilai rata - rata temperatur *feed water* sepanjang 100 mm *tube* dari hasil simulasi ANSYS. Kemudian, dicari nilai temperatur *feed water* menggunakan persamaan (2.5) :

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \dots \dots \dots (2.5)$$



Gambar 4. 3 Trend Heat Flux Inner Surface Geometri Helical Finned Tube (Geometri Awal)

Dari hasil simulasi didapat *heat flux* rata – rata sepanjang 100 mm *tube* sebesar 9730.492 W/m², dan temperatur *inner surface tube* rata – rata sepanjang 100 mm *tube* sebesar 229.549°C, dan untuk koefisien konveksi sebesar 284 W/m².°C, menghasilkan nilai temperatur *feed water* sebesar 195.286°C. Pada pemodelan dengan ANSYS didapatkan *error* sebesar 2.135% dari hasil perhitungan yang dilakukan. Selain itu, dapat dilihat pada Gambar 4.4, perbandingan antara temperatur *feed water* hasil simulasi dengan kondisi aktual di panjang 20 mm, 40mm, 60 mm, dan 100 mm.



Gambar 4. 4 Perbandingan Temperatur *Feed Water* Hasil Simulasi dan Kondisi Aktual Geometri Awal

4.2 Desain Geometri Modifikasi

Pada penelitian ini, desain geometri modifikasi yang digunakan adalah *Annular Finned Tube* dan *Serrated Finned Tube*. Pada desain geometri ini, digunakan dimensi yang sama seperti dimensi geometri awal, yaitu antara lain diameter dalam *tube*, diameter luar *tube*, tinggi *fin*, tebal *fin*, dan *pitch* antar dua *fin*. Pembebanan *thermal* yang digunakan pada geometri modifikasi ini sama seperti pembebanan pada geometri awal, yaitu yang tercantum pada Tabel 3.7. Pembuatan desain geometri modifikasi ini bertujuan untuk mencari nilai efisiensi *thermal* yang lebih baik dengan mengubah bentuk *fin*.

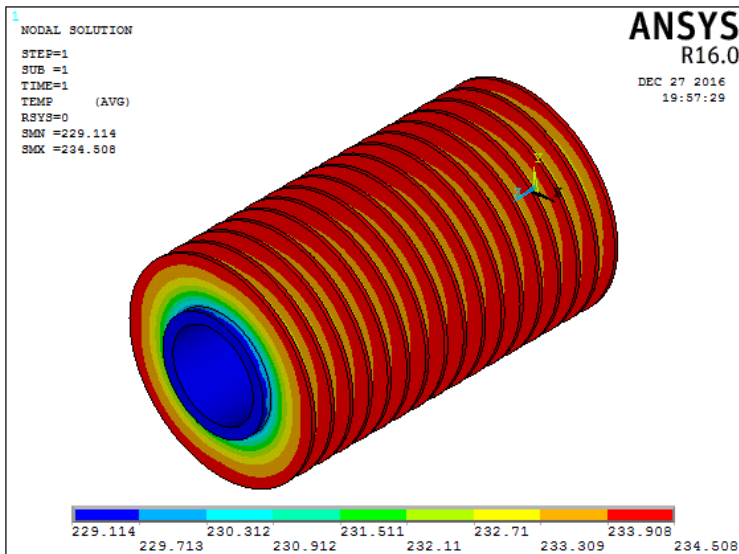
4.2.1 Annular Finned Tube

Geometri ini memiliki bentuk yang sama seperti bentuk geometri awal tapi pada geometri modifikasi ini *fin* nya tersusun



secara *singular*, yang berarti antar *fin* tidak menyatu satu dengan yang lainnya, dapat dilihat pada Gambar 3.4 c) Geometri *Annular Finned Tube* Tampak Samping. *Fin* berfungsi untuk memperbesar luasan permukaan perpindahan panas yang terjadi, luas permukaan untuk satu *fin* geometri modifikasi ini sebesar 3979.423 mm^2 . Dalam satu panjang *tube* 102 mm terdapat 17 *fins* yang terpasang pada permukaan *tube*, sehingga seluruh luas permukaan *fin* memiliki nilai sebesar 67650.191 mm^2 .

Hasil simulasi untuk geometri modifikasi ini dapat dilihat pada Gambar 4.5. Hasil simulasi ini menunjukkan distribusi panas yang mengalir secara merata dari luar *finned tube* menuju ke dalam *finned tube*.



Gambar 4. 5 Hasil Simulasi Geometri Modifikasi 100 mm
Annular Finned Tube

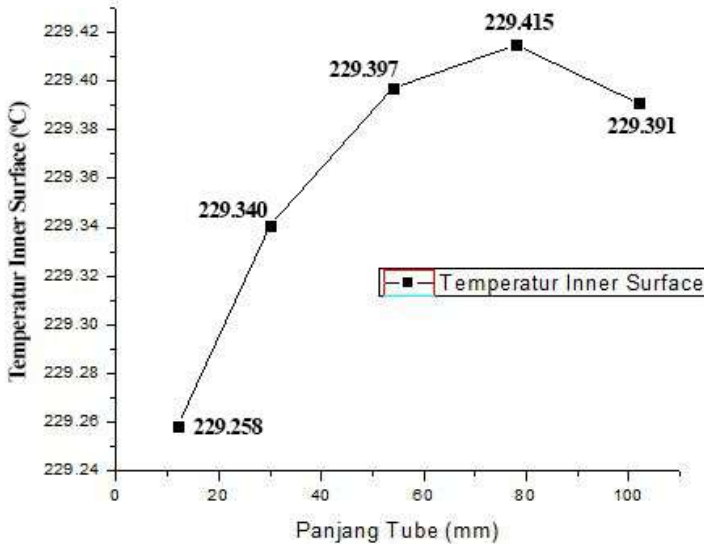
Off gas dengan temperatur 267°C memanaskan *finned tube* permukaan luar, sehingga memberikan respon pada permukaan luar menunjukkan temperatur maksimum sebesar

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN

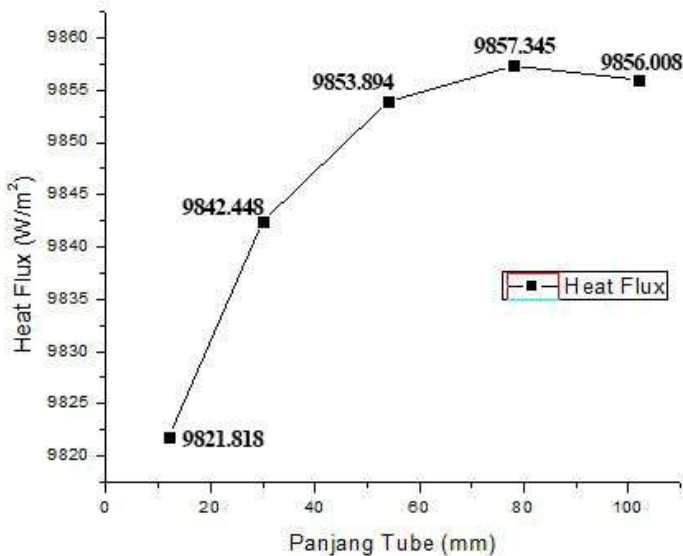


234.508°C. Panas tersebut akan masuk ke dalam *tube* secara konduksi dan memanaskan fluida yang mengalir didalamnya, sehingga memberikan respon pada permukaan dalam dengan menunjukkan temperatur minimum sebesar 229.114°C.

Hasil simulasi menunjukkan temperatur *inner surface* dan *heat flux* sesuai dengan Gambar 4.6 dan Gambar 4.7.



Gambar 4. 6 *Trend Temperatur Inner Surface Geometri AnnularFinned Tube*



Gambar 4.7 Trend Heat Flux Inner Surface Geometri Annular Finned Tube

Dari hasil simulasi didapatkan juga nilai rata – rata temperatur dan *heat flux* pada *inner surface tube*, yaitu masing – masing sebesar 9856.008 W/m² dan 229.391°C. Dengan diketahuinya nilai *heat flux* dan temperatur *inner surface finned tube*, dapat dicari nilai temperatur *feed water* dengan menggunakan persamaan (2.5) :

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (2.5)$$

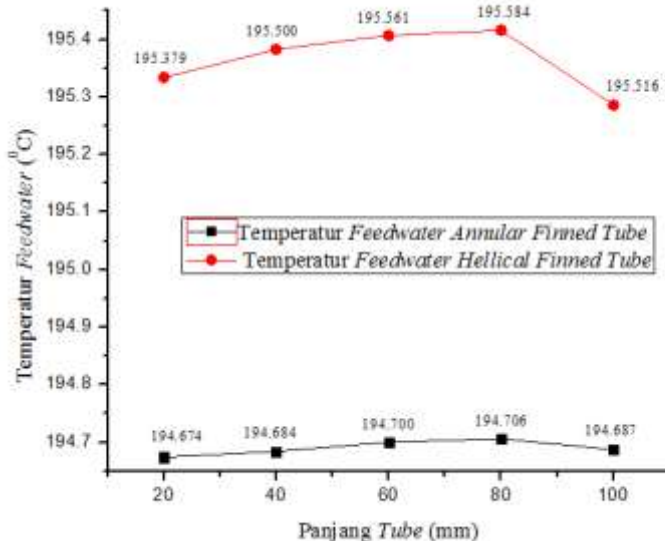
dan didapatkan hasil sebesar 194.687°C.

Pada Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan *trend* temperatur *feed water* antara geometri awal (aktual dan hasil simulasi) dan geometri modifikasi *annular finned tube*. Gambar 4.8 menunjukkan bahwa geometri modifikasi *annular finned tube*

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN



memiliki nilai rata – rata *feed water* lebih rendah dibandingkan geometri awal hasil simulasi.



Gambar 4. 8 Perbandingan Temperatur *Feed Water* Geometri Awal dan Geometri Modifikasi *Annular Finned Tube*

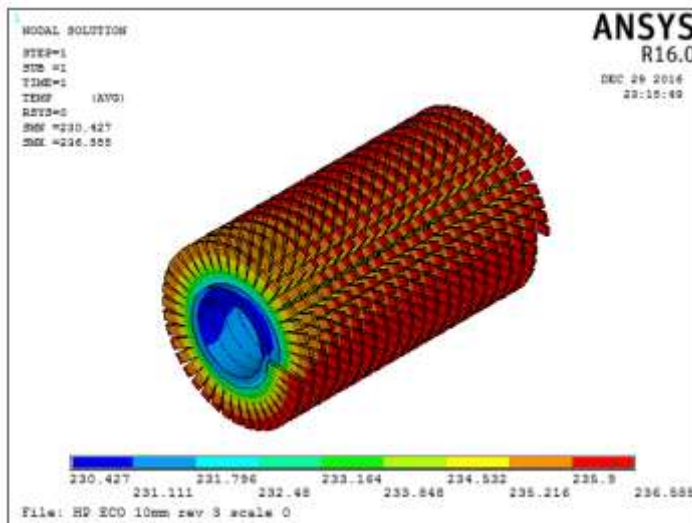
Pada geometri modifikasi *annular finned tube*, Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan *trend* temperatur *feed water* terhadap panjang *tube*, dapat dilihat pada grafik tersebut bahwa *trend* temperatur *feed water* geometri modifikasi *annular finned tube* lebih rendah dibandingkan *trend* temperatur *feed water* geometri awal hasil simulasi, artinya geometri ini menghasilkan nilai temperatur *feed water* yang lebih kecil dibandingkan geometri awal. Hal ini dikarenakan pada geometri ini memiliki jumlah *fin* sebanyak 17 dalam 102 mm, sedangkan geometri awal memiliki jumlah *fin* sebanyak 20 dalam 100 mm. Hal tersebut menyebabkan luasan permukaan pada geometri modifikasi ini lebih kecil dibandingkan dengan geometri awal, dan



menyebabkan perpindahan panas yang terjadi menurun, sehingga *feed water* tidak terpanaskan dengan baik. Hal ini terbukti dengan persamaan (2.5) yaitu persamaan laju perpindahan panas secara konveksi.

4.2.2 Serrated Finned Tube

Geometri ini memiliki bentuk gerigi dimana antar *fin* nya menyatu satu dengan yang lainnya menjadi *helical*. *Fin* memiliki fungsi untuk meningkatkan luasan permukaan sehingga perpindahan panas yang terjadi semakin meningkat. Luas permukaan satu *fin* geometri modifikasi ini sebesar 4112.232 mm². Dalam panjang *tube* 100 mm terdapat 20 *fins* yang terpasang pada permukaan *tube*, sehingga luasan permukaan total *fin* sebesar 81746.8476 mm².

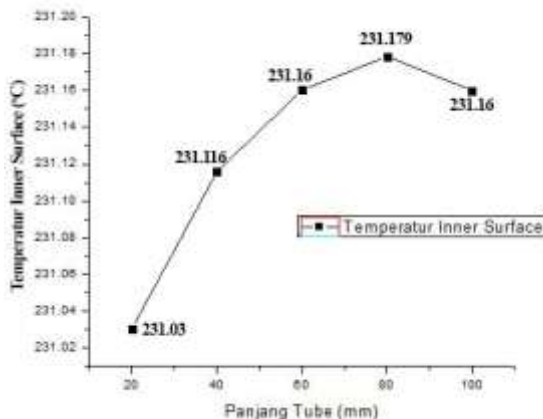


Gambar 4. 9 Hasil Simulasi Geometri 100 mm *Helical Serrated Finned Tube*



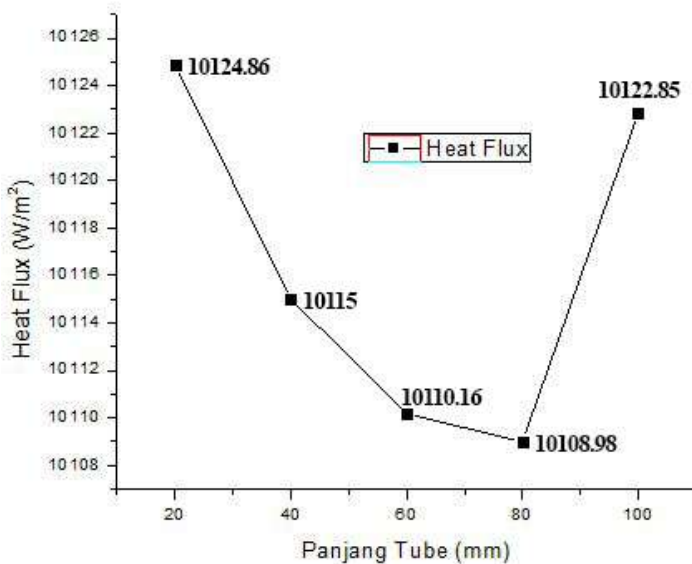
Hasil simulasi untuk geometri modifikasi ini dapat dilihat pada Gambar 4.9. Distribusi panas terjadi dari bagian luar *finned tube* menuju ke dalam *finned tube*, dengan ditandai warna merah pada bagian ujung *fin*, yang artinya memiliki temperatur paling tinggi, dan semakin ke dalam temperatur akan semakin menurun. *Off gas* panas yang masuk ke dalam HRSG, memanaskan *economizer finned tube* dengan temperatur 267°C memberikan respon temperatur maksimum pada bagian luar *finned tube* dengan besar 236.585°C . Panas akan terus mengalir ke dalam *tube* untuk memanaskan fluida yang mengalir di dalamnya, sehingga memberikan respon temperatur minimum pada bagian dalam *tube* dengan besar 230.427°C .

Dari hasil simulasi didapatkan temperatur *inner surface* dan *heat flux* untuk kenaikan panjang *tube* tiap 20 mm hingga 100 mm. Gambar 4.10 menunjukkan temperatur *inner surface* untuk panjang *tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm, dan 100 mm. Gambar 4.11 menunjukkan *heat flux inner surface* untuk panjang *tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm, dan 100 mm.





Gambar 4. 10 *Trend Temperatur Inner Surface Geometri Serrated Finned Tube*



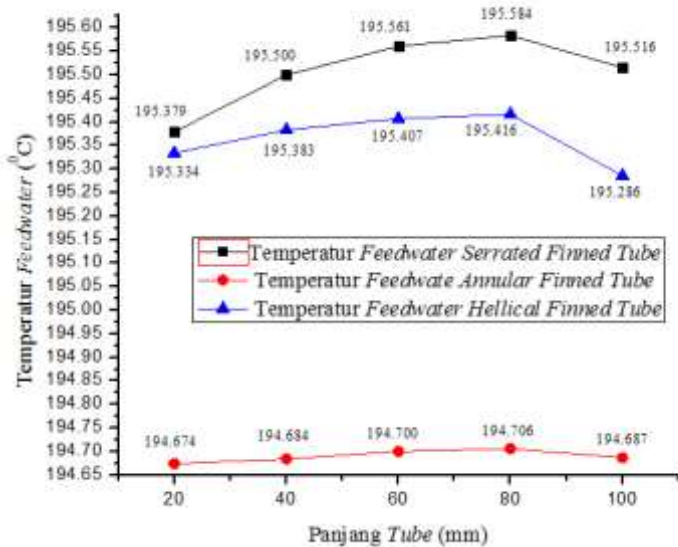
Gambar 4. 11 *Trend Heat Flux Inner Surface Geometri Serrated inned Tube*

Dari hasil simulasi didapat juga nilai rata – rata temperatur *inner surface finned tube* sebesar 231.16°C dan nilai rata – rata *heat flux* pada permukaan dalam *finned tube* sebesar 10122.85 W/m². Dengan diketahuinya nilai temperatur *inner surface finned tube* dan *heat flux* pada permukaan dalam *finned tube*, dapat dicari temperatur *feed water* untuk geometri modifikasi ini dengan menggunakan persamaan (2.5)

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \dots \dots \dots (2.5)$$

dan didapat hasilnya sebesar 195.516°C.

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN



Gambar 4. 12 Perbandingan Temperatur *Feed Water* Geometri Awal, Geometri Modifikasi *Annular Finned Tube* dan *Serrated Finned Tube*

Pada Gambar 4.12, menunjukkan nilai temperatur *feed water* untuk masing – masing panjang *tube*, dan dengan bertambahnya panjang *tube*, temperatur *feed water* juga meningkat. Gambar 4.12 menunjukkan bahwa modifikasi ini yang memiliki rata – rata temperatur *feed water* paling tinggi.

Pada geometri modifikasi *serrated finned tube*, berdasarkan Gambar 4.12, menunjukkan bahwa temperatur *feed water* geometri modifikasi *serrated finned tube* memiliki nilai yang paling tinggi dibandingkan geometri lainnya. Meningkatnya temperatur *feed water* ini karena meningkatnya temperatur *inner surface*, dimana temperatur *inner surface* dalam kasus ini memanaskan fluida yaitu *feed water* yang mengalir agar mencapai



temperatur yang diinginkan. Meningkatnya temperatur *inner surface* dikarenakan meningkatnya temperatur *outer surface*, dan meningkatnya temperatur *outer surface* diakibatkan oleh bentuk dari *fin*. Bentuk *segmented fin* ini memberikan luasan permukaan perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan geometri awal, sehingga menyebabkan perpindahan panas yang terjadi dari *off gas* menuju *economizer* lebih besar. Hal ini diperkuat oleh persamaan (2.5) yaitu persamaan laju perpindahan panas secara konveksi, dimana luasan permukaan berbanding lurus dengan laju perpindahan panas. Perbandingan luasan permukaan geometri yang dilakukan pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 4.13. Hal ini juga sesuai dengan pernyataan dari Mcilwain (2010) yaitu pada bagian *blade* atau gigi memberikan temperatur yang lebih tinggi, dan telah diketahui bahwa luasan permukaan dari gigi ini membantu dalam meningkatkan perpindahan panas yang terjadi.

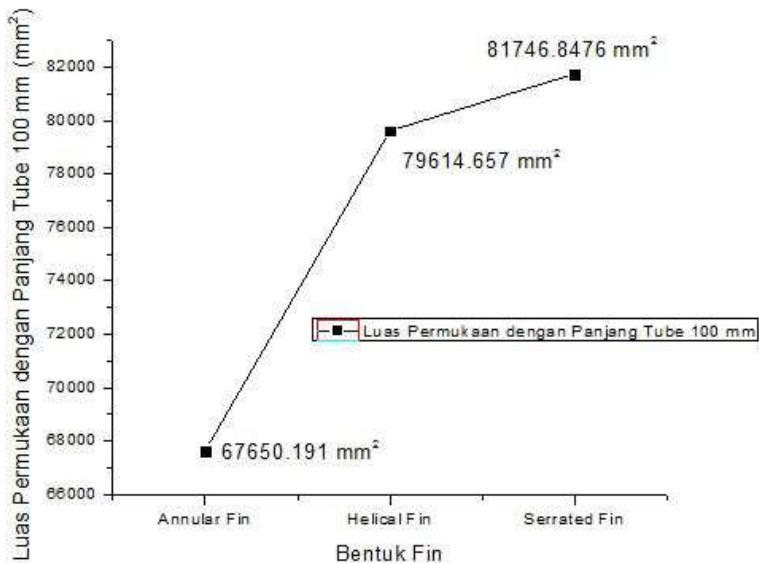
Geometri *serrated finned tube* memiliki temperatur *feed water* dalam panjang *tube* 100 mm yang paling tinggi. Dengan meningkatnya temperatur *feed water*, sehingga temperatur *off gas* yang berfungsi sebagai pemanas *economizer* dapat diturunkan. Hal ini mengakibatkan kebutuhan akan bahan bakar menurun. Dengan kondisi panjang *tube* dan kecepatan fluida *feed water* yang tetap, maka tidak diperlukan temperatur *off gas* yang tidak terlalu tinggi, karena dapat menyebabkan *overheating* pada *tube*. Selain hal itu, ada keuntungan lain dengan memilih bentuk *segmented fin*, menurut Reid (1993) bentuk *segmented fin* menggunakan kecepatan *welding* lebih cepat dan karena hal tersebut menyebabkan biaya yang lebih murah. Menurut Reid (1993), bentuk *segmented fin* meningkatkan turbulensi, dan meningkatkan *gas penetration* pada daerah akar *fin*.

Distribusi *thermal* pada ketiga geometri, terdapat perbedaan. Pada geometri *helical finned tube* yaitu geometri awal, Gambar 4.1 menunjukkan distribusi panas yang tidak merata, panas dengan temperatur maksimum berkumpul dibawah bagian *finned tube*, hal ini disebabkan faktor geometri,

BAB IV HASIL DATA DAN PEMBAHASAN



dikarenakan bentuk *fin* yang tidak simetri, menyebabkan distribusi *thermal* yang tidak merata. Hal ini juga sama dengan geometri modifikasi *serrated finned tube*, pada Gambar 4.9, hanya saja luasan temperatur maksimumnya lebih lebar jika dibandingkan dengan geometri awal. Untuk geometri modifikasi *annular finned tube*, memiliki distribusi *thermal* yang merata dikarenakan faktor geometri *fin* yang simetri.



Gambar 4. 13 Perbandingan Luas Permukaan Fin

4.3 Analisis *Effectiveness Fin*

Effectiveness fin merupakan rasio perpindahan panas pada geometri dengan *fin* dengan perpindahan panas pada geometri yang tidak terdapat *fin*. Selain itu, kuantitas ini menunjukkan seberapa banyak panas lebih yang dapat ditransfer oleh *fin*.



$$\epsilon = \frac{Q}{hA_c\theta_b} \times 100\% \dots \dots \dots (4.2)$$

dimana,

ϵ : *Effectiveness fin* (%)

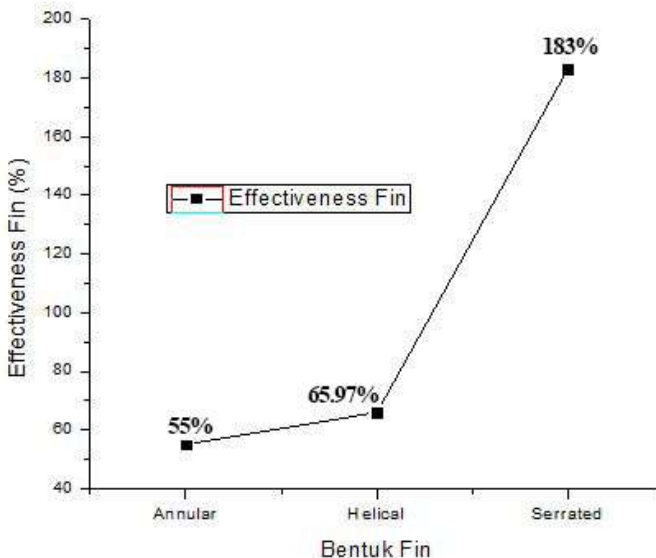
Q : *Heat* (W)

h : Koefisien konveksi ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A_c : *Cross Sectional Area* (m^2)

θ : Temperatur pada *cross sectional area* ($^\circ C$)

Perhitungan ini dilakukan pada *fin* bagian awal, tengah dan akhir. Pada geometri awal, dilakukan perhitungan dengan persamaan (4.2) pada *fin* pertama, kesembilan, dan ketujuhbelas. Hasil dari ketiga perhitungan tersebut, dirata-ratakan dan didapat nilai 65.97%. Pada geometri modifikasi *annular fin*, dilakukan perhitungan pada *fin* pertama, kesepuluh dan keduapuluh. Hasil dari ketiga perhitungan tersebut, dirata-ratakan dan didapat nilai 55%. Pada geometri modifikasi *serrated fin*, dilakukan perhitungan pada *fin* pertama, kesepuluh, dan keduapuluh. Hasil dari ketiga perhitungan tersebut, dirata-ratakan dan didapat nilai 183%. Sehingga dapat dilihat *trend effectiveness fin* dari tiap geometri yang dilakukan pada penelitian ini pada Gambar 4.15. Nilai ini dapat mewakili nilai efisiensi *thermal* pada masing – masing geometri yang telah dilakukan simulasi.



Gambar 4. 14 *Effectiveness Fin*

Pada Gambar 4.15 menunjukkan bahwa geometri modifikasi *serrated fin* memiliki *effectiveness fin* paling tinggi, yaitu sebesar 183%. Dengan meningkatnya rasio *effectiveness fin* mengakibatkan biaya tambahan untuk bahan *fin* semakin berkurang.

4.4 Analisis Sensitivitas

Analisis ini dilakukan pada geometri modifikasi *serrated finned tube* yang memiliki *effectiveness fin* paling besar, yaitu sebesar 183%. Analisis dilakukan untuk mengetahui batas jumlah elemen yang dihasilkan dari *meshing* yang menggunakan beberapa *grain size*. Jumlah elemen dapat dilihat pada Tabel 4.1.



Mesh 1 menunjukkan *grain size* paling besar. *Mesh 2* menunjukkan *grain size* di antara *mesh 1* dan *mesh 3*. *Mesh 3* menunjukkan *grain size* paling kecil. Pada analisis ini digunakan temperatur *feed water* sebagai perbandingan. Sehingga hal ini menunjukkan geometri dengan bentuk *fin serrated* memiliki suatu titik optimum dimana temperatur *feed water* nya sekitar 195.516°C. Dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Analisis Sensitivitas

	Jumlah Elemen	Jumlah Node	Temperatur Feed Water (°C)
<i>Mesh 1</i>	353895	132400	195.798
<i>Mesh 2</i>	227318	102912	195.601
<i>Mesh 3</i>	266193	88412	195.516



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini, yaitu antara lain :

1. Pada geometri awal dengan bentuk *Helical Fin* dengan panjang *tube* 100 mm memiliki temperatur *feed water* sebesar 195.286°C.
2. Pada geometri modifikasi *serrated finned tube* menunjukkan luasan permukaan perpindahan panas yang paling besar dibandingkan geometri lainnya, sehingga temperatur *feed water* yang diperoleh paling tinggi, sebesar 195.561°C, dan *effectiveness fin* sebesar 183%.

5.2 Saran

1. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan menganalisis fluida yang mengalir agar didapatkan hasil yang lebih akurat.
2. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan bentuk *fin* lainnya.



(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Cheremisinoff, N. P. (2000). *Handbook of Chemical Processing Equipment*. Oxford: Butterworth - Heinemann.
- Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Laaksonen, P. (2015). *Effects of Fin Parameters on Gas-Side Heat Transfer Performance of H-Type Finned Tube Bundle in a Waste Heat Recovery Boiler*.
- Lemouedda, A., Schmid, A., Franz, E., & Delgado, A. (2010). *Numerical Investigations for the Optimization of Serrated Finned-Tube Heat Exchangers*.
- McIlwain, S. R. (2010). *A Comparison of Heat Transfer Around a Single Serrated Finned Tube and a Plain Finned Tube*.
- Patil, A. D., Baviskar, P. R., Sable, M. J., & Barve, S. B. (2010). *To Optimise Economizer Design for Better Performance*.
- Reid, D. R. (1993). *Selection Criteria for Plain and Segmented Finned Tube. The American Society of Mechanical Engineers*.
- Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Susanto, H., Durrijal, H., & Semesta Lentera. (2009). *Mengenal dan Memahami Proses Operasi PLTGU Pengalaman dari Gresik*. Jakarta: Lintang Pancar Semesta.
- Vlachopoulos, J., & Strutt, D. (2002). *Basic Heat Transfer and Some Application in Polymer Processing*.

Wais, P. (2012). *Heat Exchanger - Basics Design Applications*.
Rijeka: InTech.

LAMPIRAN

1. Perhitungan temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm kondisi aktual (Geometri Awal)

Diketahui : Temperatur *inlet feed water* (T_{in}) = 191°C
 Temperatur *outlet feed water* (T_{out}) = 243°C
 Panjang *tube* (l_i) = 14000 mm

Ditanya : Temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm ?

Dijawab : T_x merupakan temperatur *feed water* pada panjang x mm, dan x merupakan panjang *tube*, sebesar 100 mm.

$$\begin{aligned} \frac{T_x - T_{in}}{T_{out} - T_{in}} &= \frac{x - l_o}{l_i - l_o} \\ \frac{T_x - 191}{243 - 191} &= \frac{x - 0}{14000 - 0} \\ \frac{T_x - 191}{52} &= \frac{x}{14000} \\ T_x - 191 &= \frac{52x}{14000} \\ 14000T_x - 2674000 &= 5200x \\ 14000T_x &= 2679200 \\ T_x &= \frac{2679200}{14000} \\ T_x &= 191.3714286^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm sebesar 191.371°C.

2. Validasi nilai temperatur *feed water* hasil simulasi dengan nilai temperatur *feed water* pada kondisi aktual, pada panjang *tube* 100 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.549 °C
 Heat flux *inner surface tube* (q'') = 9730.492 W/m²
 Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_{∞}) pada panjang *tube* 100 mm ? dan Validasi nilai hasil simulasi dengan kondisi aktual !

Dijawab :

$$\begin{aligned}
 q'' &= h (T_s - T_{\infty}) \\
 9730.492 &= 284 (229.549 - T_{\infty}) \\
 \frac{9730.492}{284} &= 229.549 - T_{\infty} \\
 34.26229577 &= 229.549 - T_{\infty} \\
 T_{\infty} &= 229.549 - 34.26229577 \\
 T_{\infty} &= 195.2867042 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 100 mm dari hasil simulasi sebesar 195.286 $^{\circ}$ C.

$$\text{Validasi} = \left| \frac{195.286 - 191.371}{191.371} \right| \times 100\% = 2.046\%$$

Jadi, terdapat nilai *error* yaitu sebesar 2.046%, karena nilai *error* yang kecil dapat disimpulkan bahwa nilai hasil simulasi dengan kondisi aktual adalah valid.

3. Persamaan *linier* untuk mencari nilai temperatur *feed water* pada panjang *tube* x mm pada kondisi aktual (Geometri Awal)

T_x (y) merupakan temperatur *feed water* pada panjang x mm, dan x merupakan panjang *tube*, sebesar 100 mm.

$$\begin{aligned}
 \frac{T_x - T_{in}}{T_{out} - T_{out}} &= \frac{x - l_o}{l_i - l_o} \\
 \frac{y - 191}{y - 191} &= \frac{x - 0}{14000 - 0} \\
 \frac{243 - 191}{y - 191} &= \frac{x}{14000} \\
 \frac{52}{52} &= \frac{14000}{52x} \\
 y - 191 &= \frac{14000}{52} \\
 14000y - 2674000 &= 52x \\
 14000y &= 52x + 2674000 \\
 y &= \frac{52}{14000}x + 191
 \end{aligned}$$

Berikut didapatkan nilai temperatur *feed water* pada panjang *tube* 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm, dan 100 mm menggunakan persamaan di atas :

No	Panjang Tube (mm)	Temperatur Feed Water (°C)
1	20	191.074
2	40	191.149
3	60	191.223
4	80	191.297
5	100	191.371

4. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 20 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5309 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 9711.854 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 20 mm ?

Dijawab :

$$\begin{aligned}
 q'' &= h (T_s - T_\infty) \\
 9711.854 &= 284 (229.5309 - T_\infty) \\
 \frac{9711.854}{284} &= 229.5309 - T_\infty \\
 34.19666901 &= 229.5309 - T_\infty \\
 T_\infty &= 229.5309 - 34.19666901 \\
 T_\infty &= 195.334231 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 20 mm dari hasil simulasi sebesar 195.334°C.

5. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 40 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5765 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 9710.985 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 40 mm ?

Dijawab :

$$\begin{aligned}q'' &= h (T_s - T_\infty) \\9710.985 &= 284 (229.5765 - T_\infty) \\ \frac{9710.985}{284} &= 229.5765 - T_\infty \\34.19360915 &= 229.5765 - T_\infty \\T_\infty &= 229.5765 - 34.19360915 \\T_\infty &= 195.3828908 \text{ °C}\end{aligned}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 40 mm dari hasil simulasi sebesar 195.383°C.

6. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 60 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

Temperatur *inner surface tube* (T_s) = 229.5978 °C

Heat flux inner surface tube (q'') = 9710.143 W/m²

Koefisien perpindahan panas konveksi = 284 W/m².°C

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_∞) pada panjang *tube* 60 mm ?

Dijawab :

$$\begin{aligned}q'' &= h (T_s - T_\infty) \\9710.143 &= 284 (229.5978 - T_\infty) \\ \frac{9710.143}{284} &= 229.5978 - T_\infty\end{aligned}$$

$$34.19064437 = 229.5978 - T_{\infty}$$

$$T_{\infty} = 229.5309 - 34.19064437$$

$$T_{\infty} = 195.4071556 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 60 mm dari hasil simulasi sebesar 195.407°C.

7. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang *tube* 80 mm (Geometri Awal)

Diketahui :

Hasil Simulasi :

$$\text{Temperatur inner surface tube } (T_s) = 229.5956 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Heat flux inner surface tube } (q'') = 9707.073 \text{ W/m}^2$$

$$\text{Koefisien perpindahan panas konveksi} = 284 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Ditanya : Temperatur *feed water* (T_{∞}) pada panjang *tube* 80 mm ?

Dijawab :

$$q'' = h (T_s - T_{\infty})$$

$$9707.073 = 284 (229.5956 - T_{\infty})$$

$$\frac{9707.073}{284} = 229.5956 - T_{\infty}$$

$$34.17983451 = 229.5956 - T_{\infty}$$

$$T_{\infty} = 229.5309 - 34.17983451$$

$$T_{\infty} = 195.4157655 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Jadi, temperatur *feed water* pada panjang *tube* 80 mm dari hasil simulasi sebesar 195.416°C.

8. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang 102 mm, 204 mm, 300 mm (Geometri Modifikasi Annular Plain Finned Tube)

$$q'' = h (T_s - T_{\infty})$$

$$\frac{q''}{h} = T_s - T_{\infty}$$

$$T_{\infty} = T_s - \frac{q''}{h}$$

- a. Panjang *tube* 102 mm

$$T_{\infty} = 229.391 - \frac{9856.008}{284}$$

$$T_{\infty} = 194.687^{\circ}\text{C}$$

- b. Panjang *tube* 204 mm

$$T_{\infty} = 229.4583 - \frac{9868.799}{284}$$

$$T_{\infty} = 194.709^{\circ}\text{C}$$

- c. Panjang *tube* 300 mm

$$T_{\infty} = 229.4794 - \frac{9872.665}{284}$$

$$T_{\infty} = 194.716^{\circ}\text{C}$$

9. Perhitungan temperatur *feed water* hasil simulasi pada panjang 100 mm, 200 mm, 300 mm (Geometri Modifikasi *Helical Serrated Finned Tube*)

- a. Panjang *tube* 100 mm

$$T_{\infty} = 231.16 - \frac{10122.85}{284}$$

$$T_{\infty} = 195.516^{\circ}\text{C}$$

- b. Panjang *tube* 200 mm

$$T_{\infty} = 231.2225 - \frac{10104.3}{284}$$

$$T_{\infty} = 195.644^{\circ}\text{C}$$

- c. Panjang *tube* 300 mm

$$T_{\infty} = 231.2436 - \frac{10095.58}{284}$$

$$T_{\infty} = 195.696^{\circ}\text{C}$$

10. Perhitungan Luas Area Geometri Awal

Area depan dan belakang

$$A1 = \pi r^2 = \pi \cdot 29^2 = 2643.142857 \text{ mm}^2$$

$$A2 = \pi r^2 = \pi \cdot 15.9^2 = 794.5457143 \text{ mm}^2$$

$$A = A1 - A2 = 3697.194285 \text{ mm}^2$$

Area selimut fin (luar dan dalam)

$$A1 = \pi D t = 2 \pi r t = 2 \pi (29)(1) = 182.2857143 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = \pi D t = 2 \pi r t = 2 \pi (15.9)(1) = 99.94285714 \text{ mm}^2$$

$$A = A_1 + A_2 = 282.2285714 \text{ mm}^2$$

Area tebal fin dengan tinggi fin

$$A = p \times l = 13.1 \times 1 = 13.1 \text{ mm}^2$$

$$A_{\text{total}} = 2 \times A = 2 \times 13.1 = 26.2 \text{ mm}^2$$

Area total geometri awal

$$\begin{aligned} A_{\text{total}} &= 3697.194285 + 282.2285714 + 26.2 \\ &= 4005.622856 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

11. Perhitungan Luas Area Geometri Modifikasi *Annular Finned Tube*

A = A total geometri awal – A tebal fin dengan tinggi fin

$$A = 4005.622856 - 26.2 = 3979.422856 \text{ mm}^2$$

12. Perhitungan Luas Area Geometri Modifikasi *Serrated Finned Tube*

Area tinggi ls dengan tebal fin

$$40.2A = 40.2(p \times l) = 40.2(8.7 \times 1) = 696 \text{ mm}^2$$

Area juring depan belakang

$$\begin{aligned} 40.2A &= 40.2 \left(\frac{10^\circ}{360^\circ} \pi r^2 \right) = 40.2 \left(\frac{10^\circ}{360^\circ} \pi 8.7^2 \right) \\ &= 528.6285714 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Area busur dengan tebal fin

$$\begin{aligned} 40. A &= 40 \left(\frac{10^\circ}{360^\circ} 2 \pi r \times t \right) = 40 \left(\frac{10^\circ}{360^\circ} 2 \pi 8.7 \times 1 \right) \\ &= 60.76190476 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Area total geometri modifikasi serrated finned tube

$$\begin{aligned} A_{\text{total}} &= A_{\text{total geometri awal}} \\ &\quad + A_{\text{tinggi ls dengan tebal fin}} \\ &\quad - A_{\text{juring depan belakang}} \\ &\quad - A_{\text{busur dengan tebal fin}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{\text{total}} &= 4005.622856 + 696 - 528.6285714 \\ &\quad - 60.76190476 = 4112.23238 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

13. Perhitungan Efisiensi *Thermal*

Menggunakan rumus :

$$\eta = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \times 100\% = \frac{mc\Delta T_{out}}{mc\Delta T_{in}} \times 100\% = \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} \times 100\%$$

a. Geometri *Helical Finned Tube*

$$\eta = \frac{195.286 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 8.242\%$$

b. Geometri *Annular Finned Tube*

$$\eta = \frac{194.687 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 7.09\%$$

c. Geometri *Serrated Finned Tube*

$$\eta = \frac{195.516 - 191}{191 - 139} \times 100\% = 8.685\%$$

14. Perhitungan *Effectiveness Fin*

Menggunakan rumus :

$$\epsilon = \frac{Q}{hA_c\theta_b} \times 100\%$$

a. Geometri *Helical Finned Tube*

$$\text{Fin ke-1} : \epsilon = \frac{2403.4 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 230.0466} \times 100\% = 68.053\%$$

$$\text{Fin ke-10} : \epsilon = \frac{2284.8 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 230.2183} \times 100\% = 64.646\%$$

$$\text{Fin ke-20} : \epsilon = \frac{2326.7 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 232.3922} \times 100\% = 65.216\%$$

$$\text{Rata - rata} : \epsilon = \frac{68.053\% + 64.646\% + 65.216\%}{3} = 65.97173\%$$

b. Geometri *Annular Finned Tube*

$$\text{Fin ke-1} : \epsilon = \frac{1941.2 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 229.9455} \times 100\% = 54.99\%$$

$$\text{Fin ke-9} : \epsilon = \frac{1927.6 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 230.2029} \times 100\% = 54.543\%$$

$$\text{Fin ke-17} : \epsilon = \frac{1959.1 \times 0.00018221}{28 \times 0.000099903 \times 229.9445} \times 100\% = 55.497\%$$

$$\text{Rata – rata : } \epsilon = \frac{54.99\%+54.543\%+55.497\%}{3} = 55.009\%$$

c. Geometri *Serrated Finned Tube*

$$\text{Fin ke-1 : } \epsilon = \frac{1460.4 \times 0.000817544}{28 \times 0.000099903 \times 231.5311} \times 100\% = 184.347\%$$

$$\text{Fin ke-10 : } \epsilon = \frac{1457.6 \times 0.000817544}{28 \times 0.000099903 \times 231.8357} \times 100\% = 183.752\%$$

$$\text{Fin ke-20 : } \epsilon = \frac{1433.9 \times 0.000817544}{28 \times 0.000099903 \times 231.64212} \times 100\% = 180.916\%$$

$$\text{Rata – rata : } \epsilon = \frac{184.347\%+183.752\%+180.916\%}{3} = 183.005\%$$

UCAPAN TERIMA KASIH

Pada pembuatan laporan tugas akhir ini penulis mendapat banyak bantuan dari berbagai pihak, pada kesempatan kali ini penulis ini mengucapkan terima kasih kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa karena atas berkat rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir dengan baik.
2. Papa, Mama, Dommy, Kak Vina serta keluarga yang selalu mendoakan penulis dan memberikan semangat, dukungan, cinta kasih serta motivasi.
3. Bapak Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc. dan Bapak Mas Irfan P. Hidayat, ST., M.Sc., PhD selaku dosen pembimbing tugas akhir yang membimbing penulis dalam mengerjakan laporan tugas akhir dari awal hingga akhir dan memberikan banyak ilmu terkait tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis.
4. Bapak I Putu Gede Sudarsana selaku pembimbing dari PT. PJB-UP Gresik yang membimbing penulis dalam mengerjakan laporan tugas akhir dan memberikan banyak ilmu terkait tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis.
5. Bapak Dr. Agung Purniawan, ST., M.Eng selaku Ketua Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI – ITS.
6. Bapak Dr. Eng. Hosta Ardhyananta, ST., M.Sc. selaku Koordinator Tugas Akhir Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS.
7. Bapak Budi Agung Kurniawan, ST., M.Sc. selaku dosen wali yang sangat mengayomi selama penulis menjalani pendidikan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi.
8. Seluruh dosen dan karyawan Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS yang telah membimbing penulis hingga terciptanya laporan ini.
9. Ready Adhiwidya Respati, sahabat penulis serta seseorang yang memberi pembelajaran lebih mengenai *software Solidworks*.
10. Sahabat terbaik dan saudara se-atap kontrakan, yaitu Fahmi dan Pakaya, yang selalu bersama dengan penulis dari awal

- hingga akhir masa perkuliahan di ITS, memberikan pengalaman yang luar biasa dalam masaperkuliahan ini.
11. Sahabat terbaik, Golden Ohana, sebuah keluarga kecil berkepala 48 berisi orang – orang hebat yang selalu memberikan keceriaan, canda-tawa, cerita kepada penulis.
 12. Sahabat terbaik penulis yaitu Aisyah dan Dhani yang selalu mengisi waktu penulis dengan canda-tawa-tangis semasa menjalani perkuliahan di JTMM FTI-ITS.
 13. Sahabat terbaik penulis yaitu Para Sayap yang beranggotakan Andika, Aul, Daru, Dio, Didit, Dony, Gale, Gentong, Ikiw, Kemplo, Panji, Ridho, dan Yudha, yang selalu memberikan energi positif dan semangat semasa menjalani perkuliahan di JTMM FTI-ITS dan menyusun laporan tugas akhir ini.
 14. Team tugas akhir PT. PJB-UP Gresik yang luar biasa yaitu Aisyah, Akbar dan Eldwin yang saling membantu dalam suka maupun duka dalam melakukan tugas akhir ini
 15. Teman – teman Moonzher 25 yang berada di Surabaya, yaitu Fahmi, Pakaya, Bimo, Afza, Dimas, Lia, Pinka, Tiara, Ranti, Fitri, Aji, Peter dll yang selalu menjadi teman jalan, cerita, serta canda-tawa penulis.
 16. Teman – teman Komunitas Moonzher Surabaya, yang selalu memberikan suasana “rumah” di Surabaya.
 17. Teman – teman Departemen Kesejahteraan Mahasiswa HMMT FTI-ITS 14/15 yang memberikan cerita dan pembelajaran kepada penulis.
 18. Teman – teman BSO KWU HMMT FTI-ITS 15/16 yang memberikan cerita dan pembelajaran kepada penulis.
 19. Teman – teman MEDKOMINFO PM3I 15/16 yang memberikan cerita dan pembelajaran kepada penulis.
 20. Teman – teman Asisten Laboratorium Kimia Material yang memberikan cerita dan ilmu yang banyak kepada penulis.
 21. Teman – teman Asisten Laboratorium Korosi dan Kegagalan Material yang memberikan cerita dan ilmu yang banyak kepada penulis.

22. Teman-teman seperjuangan MT15 yang memberikan banyak cerita dalam kehidupan penulis.
23. Dan Seluruh pihak yang telah memberikan partisipasi dalam Tugas Akhir ini.
24. Serta seluruh pihak yang belum bisa dituliskan satu per satu oleh penulis. Terimakasih atas dukungan dan bantuan teman-teman sekalian.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Jakarta pada tanggal 1 Mei 1995. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan Redy Setra dan Nelmawaty. Riwayat pendidikan yang ditempuh oleh penulis, yaitu antara lain SD Negeri 1 Ciputat, SMP Negeri 4 Kota Tangerang Selatan, SMA Negeri 2 Kota Tangerang Selatan, dan sekarang melanjutkan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama berkuliah di Kampus Perjuangan ini, penulis mengikuti kegiatan seminar, pelatihan dan organisasi. Penulis pernah menjadi Staff Departemen Kesejahteraan Mahasiswa HMMT FTI-ITS 14/15. Setelah itu, penulis pernah menjabat sebagai Kepala Divisi Event BSO Kewirausahaan HMMT FTI-ITS 15/16, dan menjabat sebagai Kepala Biro Media Kreatif Departemen Media Komunikasi dan Informasi Perhimpunan Mahasiswa Metalurgi dan Material se-Indonesia (PM3I). Selain itu, penulis pernah menjadi bagian dari Asisten Laboratorium Kimia Material dan Asisten Laboratorium Korosi dan Kegagalan Material.

Penulis memiliki pengalaman kerja praktek di VICO Indonesia yang dilaksanakan pada bulan Juni – Juli 2016. Pada saat kerja praktek, penulis mendapatkan topik mengenai “*Additional Cathodic Protection on Badak Export Manifold*”.

Tugas akhir yang dikerjakan oleh penulis ini berjudul “*Analisis Pengaruh Bentuk Fin terhadap Efisiensi Thermal High Pressure Economizer Heat Recovery Steam Generator PLTGU PT. PJB-UP Gresik*”

Email: reggyaryap@gmail.com

(Halaman ini sengaja dikosongkan)